



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

KONCEPČNÍ NÁVRH DVOUTOKÉ PŘEVODOVKY

DESIGN OF DIRECT SHIFT GEARBOX

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Vojtěch Kliš

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Kamil Řehák, Ph.D.

BRNO 2021

Zadání diplomové práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student: **Bc. Vojtěch Kliš**
Studijní program: Strojní inženýrství
Studijní obor: Automobilní a dopravní inženýrství
Vedoucí práce: **Ing. Kamil Řehák, Ph.D.**
Akademický rok: 2020/21

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Koncepční návrh dvoutoké převodovky

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Dvoutoké převodovky jsou v současné době velmi rozšířeny. Nároky kladené na velikost a přenášené zatížení se stále zvyšují. Při samotném návrhu je možné se setkat s řadou problémů, které je nutné řešit např. pomocí numerických simulací.

Cíle diplomové práce:

Provést rešerši.
Navrhnout koncepční návrh dvoutoké převodovky.
Provést kontrolní výpočty vybraných konstrukčních uzlů.

Seznam doporučené literatury:

JAN, Zdeněk, ŽDÁNSKÝ, Bronislav a ČUPERA Jiří. Automobily (2): Převody. Brno: Avid, spol. s r.o., 2009. ISBN 978-80-87143-12-4.

SHIGLEY, J.E., MISCHKE, CH.R., BUDYNAS, R.G. Konstruování strojních součástí. VUTUM, 2010. ISBN 978-80-214-2629-0.

CHEN, Xiaolin a Yijun LIU. Finite element modeling and simulation with ANSYS Workbench. Second edition. Boca Raton: Taylor and Francis ; CRC Press, 2018, xiii, 457 stran, ISBN: 9781138486294

LAWRENCE, Kent L. ANSYS workbench tutorial: structural & thermal analysis using the ANSYS workbench release 14 environment. Mission: SDC Publications, 2012, ISBN 978-1-58503-754-4.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2020/21

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Josef Štětina, Ph.D.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Tato práce se zabývá koncepčním návrhem dvoutoké převodovky a následnou kontrolou vybraných navržených částí této převodovky. První část práce je věnována teorii řadicích ústrojí v automobilech a následnému rozboru již dostupných dvoutokých převodovek. Dále se práce zaměřuje již na samotný koncepční návrh, který vychází ze zvoleného vozidla, na kterém bude převodovka umístěna a jeho jízdních odporech. Na základě těchto výchozích hodnot je zvoleno odstupňování převodovky, které má vliv na jízdní dynamiku vozidla. S ohledem na zástavbový prostor je pak navrženo koncepční uspořádání převodovky. Dále se práce zabývá základním konstrukčním návrhem a výpočty jednotlivých funkčních částí převodového ústrojí. Poslední část práce je věnována kontrole vybraných konstrukčních uzlů pomocí metody konečných prvků provedených v softwaru Ansys Workbench. Celá práce tak popisuje jednotlivé kroky pro návrh základní koncepce dvoutoké převodovky a konstrukci jejích základních komponent.

KLÍČOVÁ SLOVA

Převodovka, DSG, jízdní odpory, převodové stupně, ozubená kola, hřídele, ložiska, skříň převodovky, metoda konečných prvků

ABSTRACT

This thesis deals with the conceptual design of a double clutch gearbox and the inspection of selected designed parts of this gearbox. The first part of the thesis is focused on the theory of automotive transmissions and analysis of already available double clutch gearboxes. The following is the conceptual design itself, which is based on the selected vehicle on which the transmission will be located and on driving resistances. Based on these default values, the gear graduation is selected, which affects the vehicle's driving dynamics. With regard to the installation space, a conceptual arrangement of the gearbox is proposed. Furthermore, the thesis is focused on the basic design and calculations of individual functional components of the gearbox. The last part of the thesis is involved to the control of selected structural nodes using the finite element method in the ansys workbench software. The whole thesis describes the individual steps for the design of the basic concept of a double clutch gearbox and the design of their basic components.

KEYWORDS

Gearbox, DSG, driving resistance, gear ratio, gears, shafts, bearings, gear case, finite element method

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

KLÍŠ, Vojtěch. *Koncepční návrh dvoutoké převodovky* [online]. Brno, 2021 [cit. 2021-05-21]. Dostupné z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/132361>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. Vedoucí práce Kamil Řehák.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Kamila Řeháka, PhD. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 21. května 2021

.....

Vojtěch Kliš

PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych chtěl poděkovat panu Ing. Kamilu Řehákovi PhD. za cenné připomínky a rady při vedení této diplomové práce. Děkuji také své rodině za podporu v průběhu celého studia.

OBSAH

Úvod	10
1 Rozdělení převodovek	11
1.1 Manuálně řazené převodovky	12
1.1.1 Tříhřídelové převodovky	12
1.1.2 Dvuhřídelové převodovky	13
1.1.3 Řazení a synchronizace	13
1.2 Převodovky řazené pod zatížením	16
1.2.1 Dvoutoké převodovky	16
1.2.2 Planetové převodovky	16
1.2.3 Plynulé převodovky	18
2 Dvoutoké převodovky	21
2.1 Konstrukce a princip	21
2.2 DSG	22
2.2.1 Konstrukce	22
2.3 Powershift	25
2.4 PDK	26
2.5 BMW DKG	28
2.6 Mercedes 7G – DCT	29
2.7 EDC	30
2.8 Další provedení doutokých převodovek	30
3 Koncepční návrh	31
3.1 Jízdní odpory	32
3.1.1 Odpor vzduchu	32
3.1.2 Valivý odpor	33
3.1.3 Odpor stoupání	34
3.1.4 Odpor zrychlení	34
3.1.5 Výsledná potřebná hnací síla	35
3.2 Návrh převodových poměrů	36
3.3 Návrh uspořádání převodovky	41
4 Návrh a výpočet funkčních částí převodovky	46
4.1 Ozubená kola	46
4.1.1 Volba materiálu ozubených kol	46
4.1.2 Výpočet parametrů ozubených kol	47
4.1.3 Silové působení na ozubení	50
4.1.4 Pevnostní výpočet ozubení	54

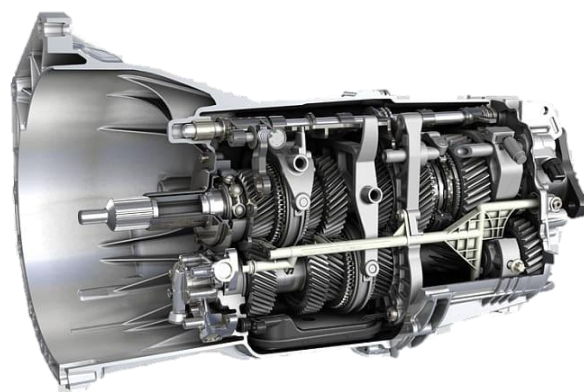
4.2	Vstupní hřídele.....	56
4.2.1	Výpočet minimálního průměru vstupních hřídelí.....	56
4.2.2	Ložiska na vstupních hřídelích.....	61
4.2.3	základní výpočet spojek.....	64
4.2.4	Návrh drážkování na vstupních hřídelích.....	66
4.2.5	sestavení vstupních hřídelí a jejich komponent.....	67
4.3	Předlokové hřídele	69
4.3.1	Výpočet minimálního průměru vstupních hřídelí.....	69
4.3.2	Ložiska na předlokových hřídelích.....	73
4.3.3	Drážkování na předlokových hřídelích.....	77
4.3.4	sestavení předlokové hřídele 1 a jejich komponent.....	77
4.3.5	sestavení předlokové hřídele 2 a jejich komponent.....	80
4.3.6	sestavení předlokové hřídele pro zpětný chod a jejich komponent.....	83
5	Sestavení a uložení všech komponent převodovky	85
5.1	Skříň převodovky.....	87
6	Kontrola vybraných konstrukčních uzlů	90
6.1	Výpočet průhybu vstupních hřídelí.....	90
6.1.1	Příprava analýz	90
6.1.2	Vyhodnocení analýz	93
6.2	Výpočet průhybu předlokových hřídelí	95
6.2.1	Příprava analýz	95
6.2.2	Vyhodnocení analýz	97
6.3	Modální analýza převodové skříně	101
6.3.1	Příprava analýzy	101
6.3.2	Vyhodnocení analýz	103
	Závěr.....	106
	Použité informační zdroje.....	108
	Seznam použitých zkratk a symbolů	114
	Seznam příloh.....	122

ÚVOD

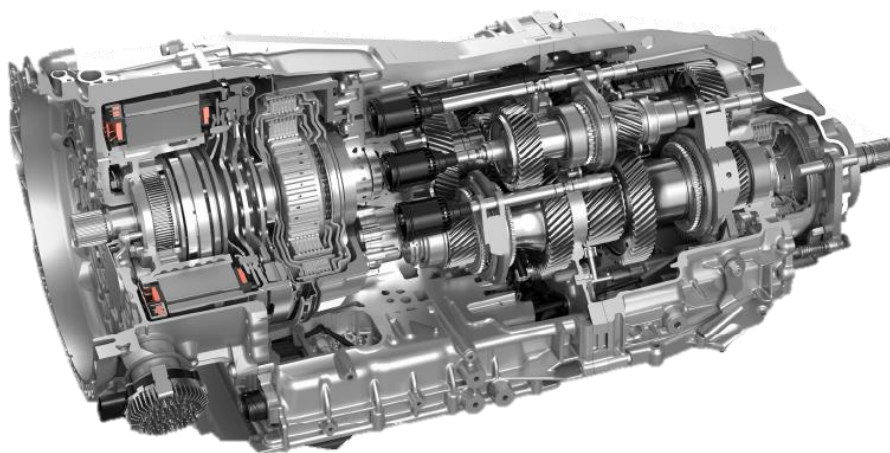
Všechna silniční vozidla v dnešní době vyžadují převodová ústrojí, tak aby mohla co nejefektivněji přenést točivý moment a otáčky z hnacího agregátu až na kola vozidla a zajistit tak jeho pohyb za všech podmínek. Úkolem tohoto ústrojí je kromě samotného přenosu točivého momentu také zajistit, co nejvíce ekonomický provoz hnacího ústrojí vozidla a zajistit co největší bezporuchovost všech svých částí. Automobilové převodovky jsou ve srovnání s ostatními průmyslovými převodovkami z hlediska měrného výkonu třikrát výkonnější a skládají se dnes z několika složitých komponent, jako je spojka, převodovka, diferenciály, kloubové hřídele a další. Všechny tyto komponenty jsou hromadně vyráběné a mají vysokou technickou kvalitu. Vhodná volba a konstrukce jednotlivých částí převodového ústrojí mají pak vliv na spotřebu paliva, nízkou hlučnost ústrojí, snadnou obsluhu vozidla a tím i bezpečnost silničního provozu. Vývoj v posledních letech probíhá velmi rychle, a proto jsou na převodovky kladeny čím dál větší požadavky. Hlavně díky pokroku v elektronicky řízeném ovládání existuje dnes mnoho typů převodovek, které nahrazují klasické manuální převodovky. Nejrozšířenějším typem v osobních automobilech se spalovacím motorem je dvoutoká převodovka, jejíž koncepčním návrhem se zabývá tato práce.

1 ROZDĚLENÍ PŘEVODOVEK

Převodovka je v dnešní době nedílnou součástí hnacího ústrojí každého vozidla, které obsahuje spalovací motor. Jejím hlavním úkolem je přenos a změna točivého momentu, ale také jeho dlouhodobé přerušení nebo umožnění zpětného chodu, tzn. změna smyslu točivého momentu. Pístové spalovací motory vytváří točivý moment v určitém pracovním rozsahu otáček. Jelikož moment není v tomto rozsahu konstantní, musí být jeho velikost pomocí převodovky a rozvodovky změněna tak, aby bylo vozidlo možno provozovat při různých provozních podmínkách (rozjezd, jízda do svahu, zrychlení, atd.), a aby měl motor bez ohledu na rychlost stále požadované otáčky. S postupným vývojem jsou na převodovky kladeny čím dál větší nároky na dlouhodobou životnost, spolehlivost, vysokou účinnost, nízkou úroveň vibrační a hluku, malé rozměry a hmotnost, snadné ovládání apod. Existuje velké množství typů převodovek, kde podle druhu převodu můžeme převodovky rozdělit na převodovky s ozubenými koly, třecí převodovky, hydrodynamické měniče, hydrostatické převodovky, elektrické převodovky nebo řemenové převody. Podle způsobu změny převodového poměru lze převodovky rozdělit na převodovky stupňové a převodovky plynulé. Podle druhu řazení převodových stupňů rozlišujeme převodovky s přímým řazením (manuální), s nepřímým řazením (poloautomatické) a samočinné (automatické). Nejčastěji používaným druhem jsou převodovky, které mění točivý moment mechanicky pomocí spoluzabírajících ozubených kol. Převodový stupeň i mezi ozubenými koly může být buď „do pomala“ ($i > 1$), kdy se točivý moment zvětšuje, nebo „do rychla“ ($i < 1$), kdy se točivý moment zmenšuje. V případě, že dojde k tzv. „přímému záběru“ ($i = 1$) se točivý moment nemění. Mezi těmito převodovkami jsou u vozidel nejpoužívanější manuálně řazené převodovky (obrázek 1) a v poslední době také čím dál více samočinné automatické převodovky (obrázek 2). [1] [2]



Obrázek 1: Manuální převodovka [58]



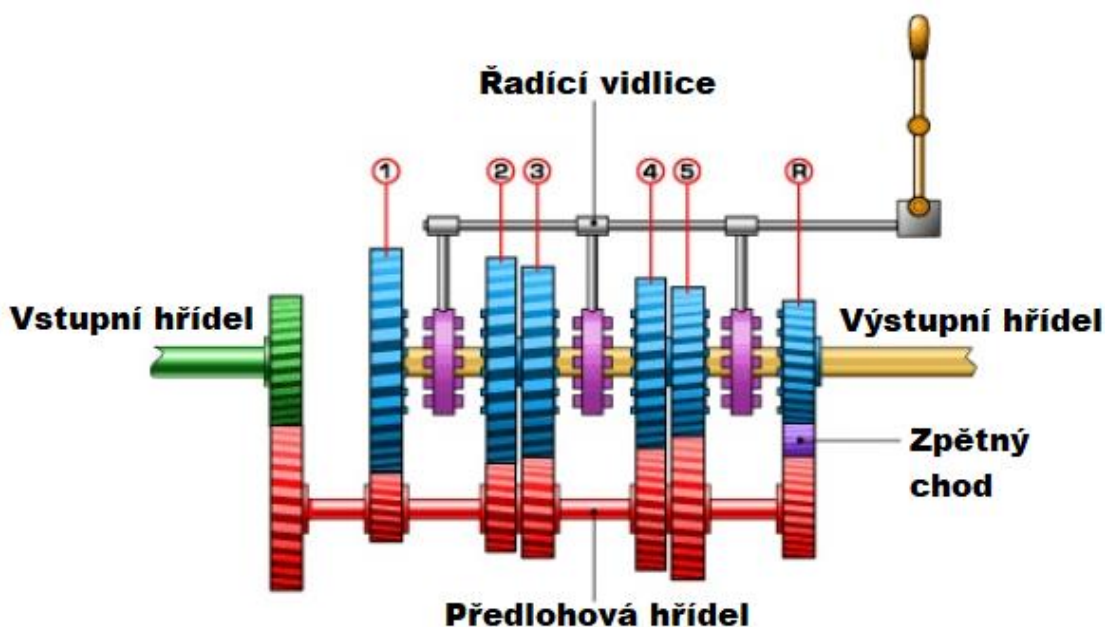
Obrázek 2: Automatická převodovka [63]

1.1 MANUÁLNĚ ŘAZENÉ PŘEVODOVKY

Manuálně řazené převodovky, jsou takové, u kterých proces vypínání a spínání spojky a samotné řazení provádí řidič. Tyto převodovky jsou vybaveny čelními soukolími a jsou řazeny pomocí řadicích spojek se synchronizací. Ozubená kola se otáčejí v olejové lázni, která snižuje tření, a tak i opotřebení převodovky, odvádí teplo z třecích ploch a snižuje hlučnost převodovky. Olej svým rozstříkem maže také valivá ložiska, ve kterých jsou uloženy jednotlivé hřídele. Díky jednoduchému provedení se nejvíce prosadily tříhřídelové souosé převodovky a dvouhřídelové nesouosé převodovky. Převodovka musí také zajišťovat zpětný chod, kde mezi ozubením určitého převodového vstupně je vložena hřídel s ozubeným kolem, které zajišťuje obrácený smysl otáčení na výstupní hřídeli. Zpětný chod už dnes bývá řazen také se synchronizací. Výhodou těchto převodovek je jednoduchá konstrukce, nízké výrobní náklady, tím pádem nízká cena a poměrně vysoká účinnost. Nevýhodou je přerušování točivého momentu od motoru v době řazení, a tím i ztráta výkonu a menší počet převodových stupňů, proto jsou tyto převodovky dnes čím dál víc nahrazovány automatickými převodovkami. [1] [3]

1.1.1 TŘÍHŘÍDELOVÉ PŘEVODOVKY

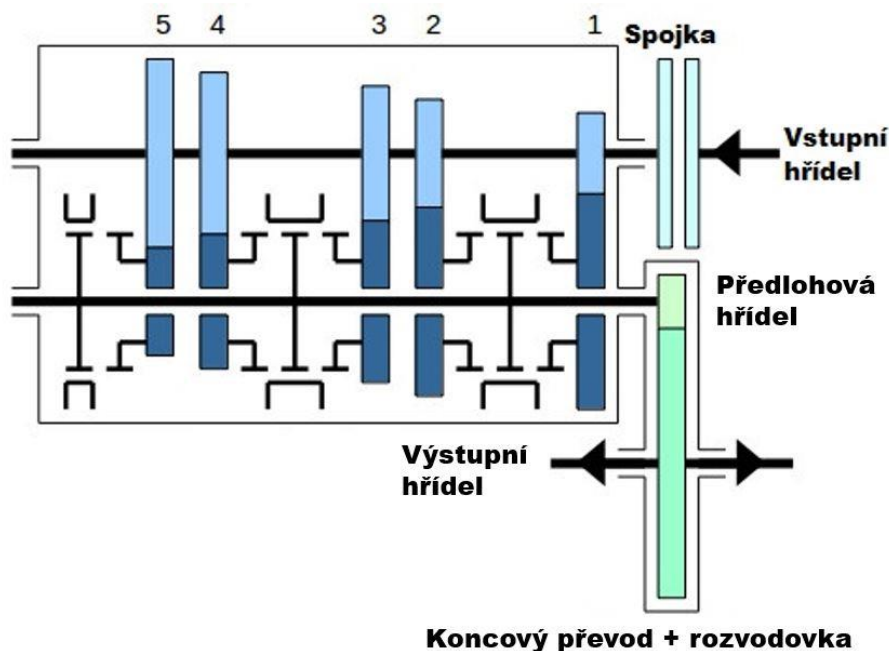
Tyto převodovky se používají především u vozidel s motorem uloženým ve předu a s pohonem zadní nápravy. Hnací a hnaný hřídel leží v jedné ose, proto jsou často označovány jako koaxiální nebo souosé. Bývají většinou 4. - 6. stupňové. Dále převodovka obsahuje předlokový hřídel, který je uložen rovnoběžně s hnaným a hnacím hřídelem. Převod točivého momentu se uskutečňuje pomocí stálého záběru (převodový poměr $i = 1$) a dvěma páry ozubených kol příslušného rychlostního stupně. Kromě situace, kdy se hnaný a hnací hřídel spojí zubovou spojkou a točivý moment je přenášen přímo z hřídele od motoru a na výstupní hřídel, přičemž předlokový hřídel se otáčí, ale nepřenáší žádný moment. Schéma tříhřídelové předlokové převodovky je znázorněno na obrázku 3. [1] [3] [4]



Obrázek 3: Schéma tříhřídelové převodovky [67]

1.1.2 DVOUHŘÍDELOVÉ PŘEVODOVKY

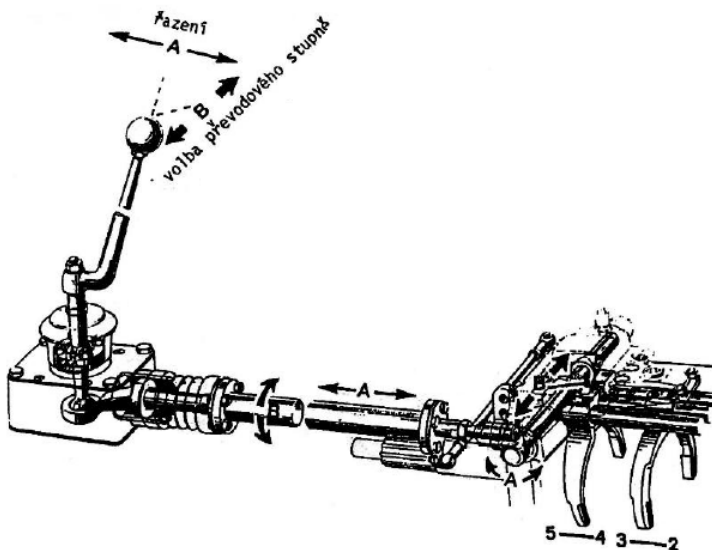
Tento typ se používá u automobilů, kde je motor umístěn hned vedle hnací nápravy, tj. u vozidel s pohonem předních kol, popř. pro vozidlo s pohonem zadních kol a motorem uloženým vzadu, a to platí jak pro motory uložené příčně, tak podélně. Obvykle se vyrábějí 4. – 6. stupňové s rozvodovkou integrovanou do skříně převodovky. Točivý moment je přenášén vždy jen jedním párem ozubených kol a přes stálý záběr koncového převodu. Proto je účinnost převodu velmi dobrá. Schéma dvouhřídelové převodovky je znázorněno na obrázku 4. [1] [3]



Obrázek 4: Schéma dvouhřídelové převodovky [59]

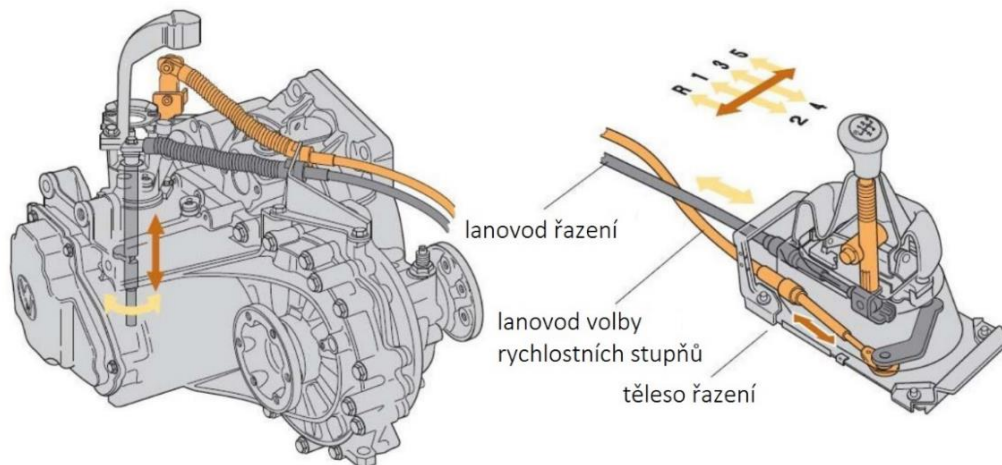
1.1.3 ŘAZENÍ A SYNCHRONIZACE

U manuálních převodovek jednotlivé rychlostní stupně řadí sám řidič pomocí řadicího mechanismu. Řazení je provedeno buď silou řidiče – přímé řazení nebo prostřednictvím tlaku kapaliny nebo vzduchu, elektronicky apod. – nepřímé řazení. Řidič provádí volicí pohyb posunem řadicí páky „doleva“ nebo „doprava“. Tím dojde k výběru dané řadicí objímky a následným pohybem „nahoru“ nebo „dolů“ (řadicí pohyb) se uvede příslušné ozubené kolo do záběru. U vozidel je využíváno několik typů těchto mechanismů. Nejjednodušší typ je přímé řazení pomocí řadicích tyčí, kde řadicí páka je uložena v kloubu přímo na převodovce. Takto je možno řadit mezi jednou střední a dvěma krajními polohami. Další metodou je řazení pomocí otočného hřídele (obrázek 5), kde se řadicí páka nenachází přímo na



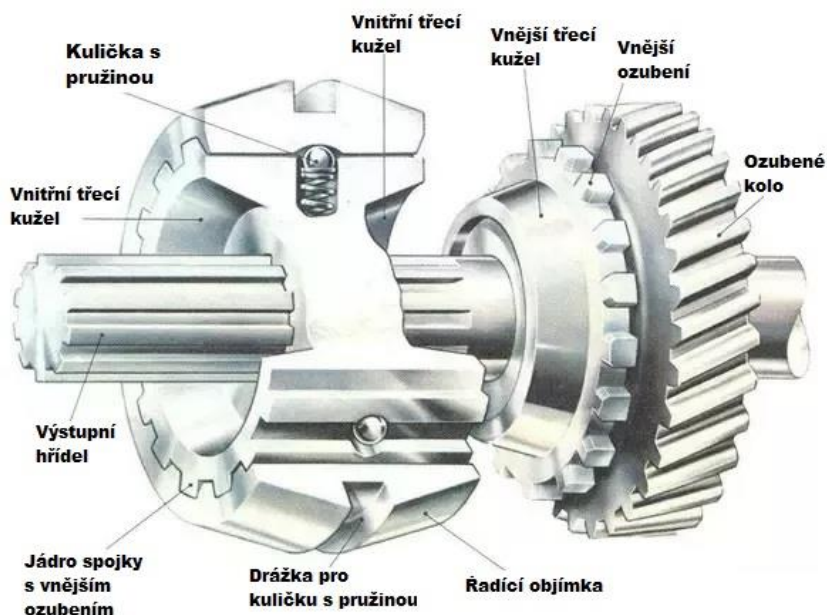
Obrázek 5: Řadicí mechanismus pomocí otočného hřídele [3]

převodovce a využívá se táhla nebo otočné hřídele, kdy volicí pohyb od řadicí páky je změněn na rotační pohyb hřídele a poté v převodovce dojde zpět ke změně na posuvný volicí pohyb. Dalším způsobem, jak řídit převody je pomocí dvou lanovodů (obrázek 6), kdy jeden zajišťuje volicí pohyb a druhý řadicí pohyb.



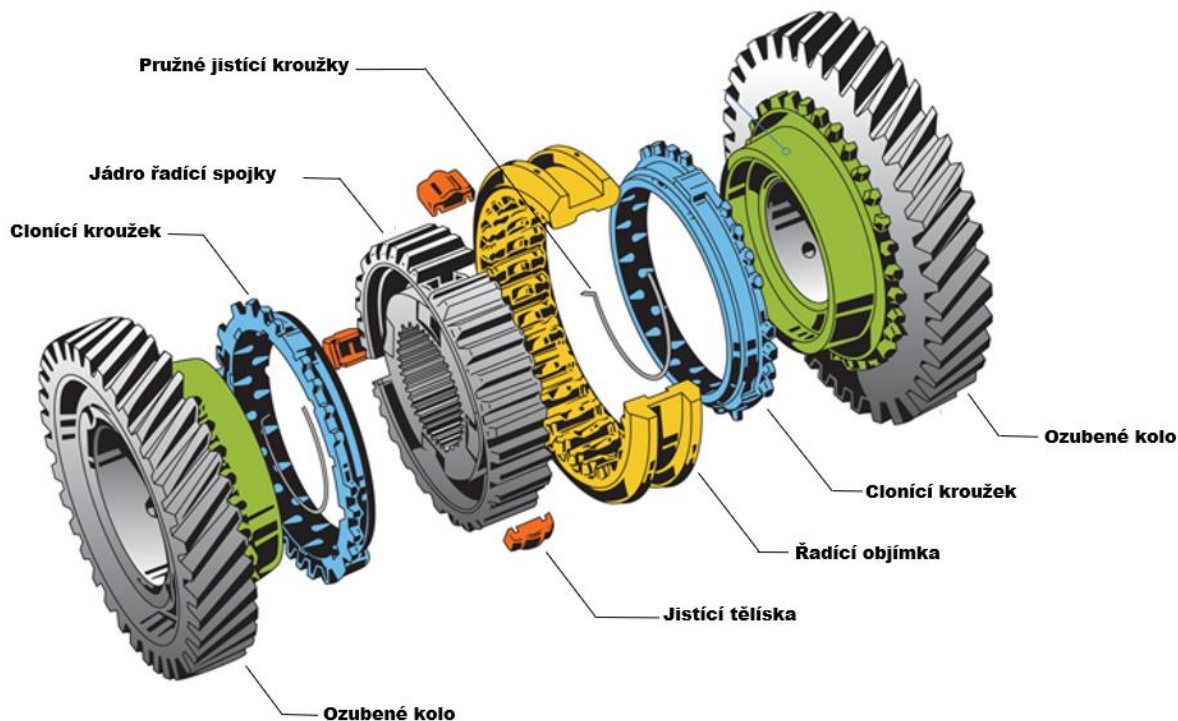
Obrázek 6. Řadicí mechanismus pomocí dvou lanovodů [1]

Pomocí řadicího mechanismu, který je umístěn v převodovce, je nutno dosáhnout plynulého záběru ozubených kol a bezhlučného řazení. Toho je dosaženo vyrovnaním obvodových rychlostí spojovaných částí. Nejjednodušší konstrukční řešení je řazení posuvnými ozubenými koly, kdy jedno ozubené kolo je pevně na hřídeli, druhé na drážkovém hřídeli. Řadicí vidlice axiálním posunem po drážkách dostane posuvné kolo do záběru s pevně uloženým kolem. U tohoto způsobu se velmi těžce vyrovnávají obvodové rychlosti a dnes se využívá čím dál méně a jenom pro řazení zpětného chodu. Snadnější možností, jak řídit bez rázů v soukolí je pomocí zubových spojek. Čelní ozubená kola se šikmými zuby jsou ve stálém záběru, přičemž jedno kolo je na hřídeli pevně nalisováno nebo uloženo pomocí drážkového spoje a spoluzabírající kolo je uloženo přes valivé ložisko na druhé hřídeli otočně. Řadicí spojka je posuvně uložená v drážkování hřídele a postupně se zasouvá svým bočním drážkováním do bočního drážkování otočného ozubeného kola. Díky malému průměru zubových spojek se snadno vyrovnávají obvodové rychlosti obou spojovaných částí. Nejvyužívanějším způsobem je řazení se synchronizačním systémem. Hlavním cílem synchronizace je vyrovnaní otáček ozubeného kola a řadicí spojky, které umožňuje rychlé a bezhlučné řazení jednotlivých stupňů. U těchto spojek jsou vždy všechna ozubení ve stálém záběru. Rozlišujeme dva základní druhy synchronizace, a to synchronizaci jednoduchou a jištěnou (cloněnou). U jednoduché synchronizace se synchronizační spojka skládá z jádra spojky, které je pomocí drážkového spoje umístěno na hřídeli a obsahuje vnitřní třecí kužel. Na jádru je pomocí kuliček s radiálně vinutými pružinami nasazena řadicí objímka s vnitřním ozubením. Ozubené kolo kromě čelního ozubení obsahuje také vnější třecí kužel s vnějším ozubením. Schéma je znázorněno na obrázku 7. Řazení probíhá tak, že jakmile se řadicí objímka posouvá k ozubenému kolu, třecí kužel jádra spojky je tlačěn na třecí kužel ozubeného kola. Třením se vyrovnávají obvodové rychlosti kola i spojky a objímka se zasune do vnitřního ozubení kola a tím spojí hnací a hnanou hřídel. Při malých přitlačných silách je doba řazení delší.



Obrázek 7: Princip jednoduché synchronizace [60]

Jištěná (cloněná) synchronizace (obrázek 8), oproti jednoduché, obsahuje navíc clonící kroužek, který brání zasunutí objímky do vnitřního ozubení kola a nedovolí tak zařadit rychlostní stupeň dříve, než jsou vyrovnány otáčky obou spojovaných částí. Díky tomu je zajištěno rychlejší a tišší řazení. [1] [2] [3] [4]



Obrázek 8: Princip jištěné (cloněné) synchronizace [61]

1.2 PŘEVODOVKY ŘAZENÉ POD ZATÍŽENÍM

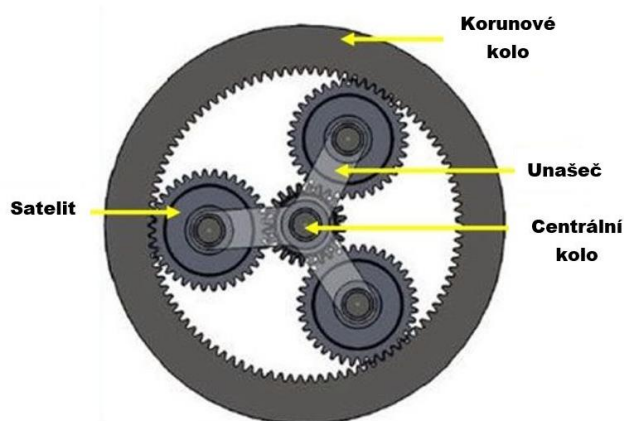
V posledních letech začínají hrát mnohem větší roli převodovky automatické a postupně tak nahrazují klasické manuální převodovky. Tyto převodovky řadí jednotlivé převodové stupně, aniž by se přerušila hnací síla přenášená z motoru na kola vozidla, případně je přerušena jen na velmi krátkou dobu. Vozidlo tak dokáže měnit převodové stupně bez prodlevy, kdy by řidič provedl celý proces zařazení, a nedochází tak ke ztrátě výkonu. Mezi další výhody těchto převodovek patří komfort a snadná obsluha, kdy vozidlo nemá spojkový pedál, řidič nemusí jednotlivé stupně řadit a může tak věnovat větší pozornost řízení. Dále použití těchto převodovek chrání motor před chybami řidiče při nesprávném řazení nebo se může projevit na snížené spotřebě paliva. Na přepřínované motory má tento typ převodovek taky kladný vliv, kdy se díky velmi rychlému řazení zabrání poklesu plnicího tlaku. V minulosti se těchto kladných vlastností využívalo hlavně u závodních vozidel s výkonnými motory, dnes můžeme tyto převodovky najít i v menších automobilech s malým objemem motoru. Ve srovnání s manuálními převodovkami patří mezi nevýhody horší chování za studena, vyšší pořizovací cena a vyšší hmotnost. [1] [2] [3] [5]

1.2.1 DVOUTOKÉ PŘEVODOVKY

Vývoj těchto převodovek začal již ve 40. letech 20. století. Záměrem bylo vybavit těžká užitková vozidla systémem, který by zaručoval jízdu bez přerušení napájení od motoru. Do sériové výroby se však žádný z těchto projektů nedostal. V 80. letech se tohoto konceptu znovu chopilo Porsche a Audi a vyvinuly dvouspojkovou převodovku s označením DSK (Porsche Doppelkupplungsgetriebe) pro závodní vozy. Tyto převodovky ale pořád nebyly vhodné pro sériovou výrobu, proto se až díky moderním technologiím v elektronickém řízení do osobních automobilů dostaly teprve v roce 2003, kdy se nejvíce na jejich vývoji podílely společnosti Volkswagen a BorgWarner. Nejčastější označení tohoto typu převodovky je označení od koncernu VW - DSG (Direct Shift Gear). V dnešní době tento typ používá a vyvíjí většina automobilek a každý má také pro převodovku své označení. Dvoutoké převodovky budou dále rozvedeny v kapitole 2. [3] [5]

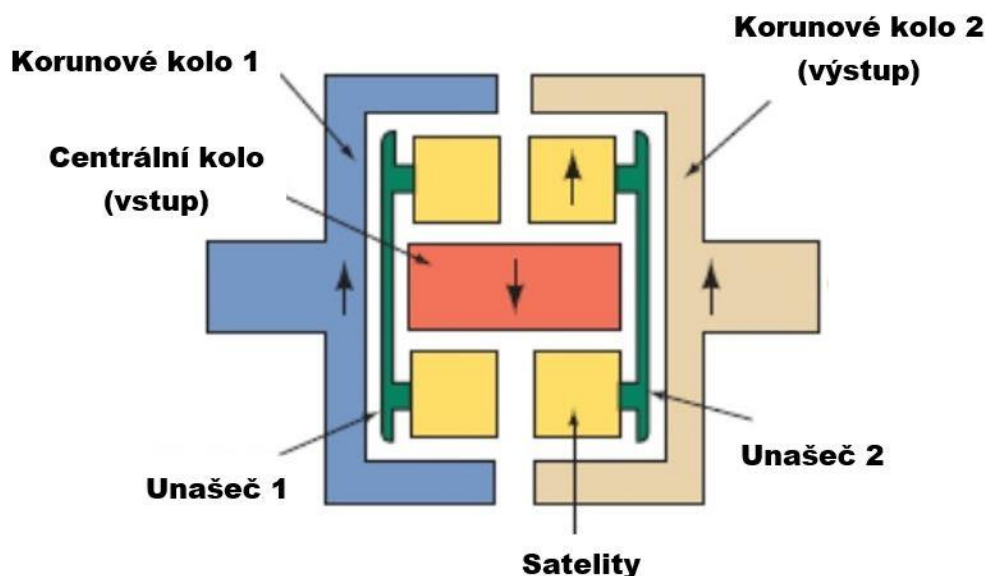
1.2.2 PLANETOVÉ PŘEVODOVKY

Tyto převodovky jsou známy také jako „klasické automatické převodovky“. Skládají se většinou z hydrostatického měniče točivého momentu a planetové převodovky, jako řadící členy jsou použity lamelové spojky a pásové brzdy. Planetová převodovka se dále skládá z unašeče, korunového kola, centrálního kola a několika satelitů (obrázek 9).

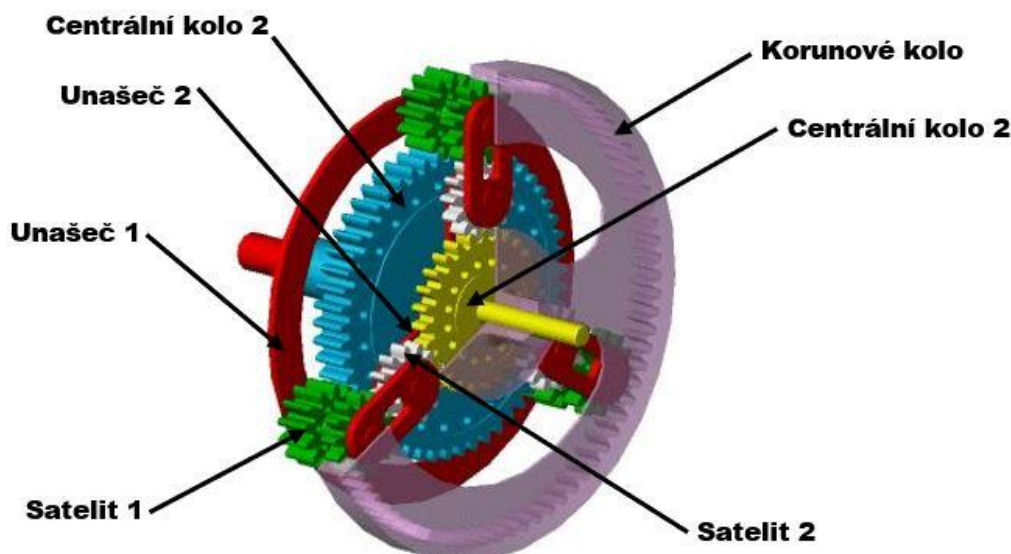


Obrázek 9: Schéma planetové převodovky [62]

Všechny tyto části jsou otočné kolem hlavní centrální osy kromě satelitů, které jsou uloženy otočně na čepech unašeče satelitů. Satelity jsou v záběru s vnějším ozubením centrálního kola a vnitřním ozubením korunového kola. Jednoduché planetové soukolí má 3 dopředné rychlostní stupně a jeden zpětný chod. U prvního rychlostního stupně je přiveden krouticí moment na centrální kolo, přičemž korunové kolo je zabrzděno. Unašeč satelitů spojený s výstupným hřídelem se tak otáčí ve stejném smyslu jako hnací hřídel. Satelity se tak odvalují po vnitřním ozubení stojícího korunového kola a vzniká nám tak převod „do pomala“. Výstupní otáčky budou menší než otáčky na vstupním hřídeli. U druhého rychlostního stupně je výkon přiváděn na korunové kolo a centrální kolo je zabrzděno. Unašeč a výstupní hřídel se otáčejí ve stejném smyslu jako korunové kolo. Vzniká opět převod „do pomala“, protože satelity se odvalují po vnějším ozubení centrálního kola. Díky tomu, že korunové kolo má větší počet zubů než centrální, je velikost převodu ve srovnání s prvním převodovým stupněm menší. U třetího převodového stupně se jedná o přímý záběr ($i = 1$). Unašeč a centrální a korunové kolo mají stejné otáčky a stejný smysl otáčení. Satelity zde slouží jako spojky. Zpětného chodu je dosaženo zabrzděním unašeče satelitů, které jako stojící ozubená kola mění smysl otáčení. Krouticí moment je přiváděn na centrální kolo a odváděn z korunového kola, které má už opačný smysl otáčení. U automatických převodovek ale většinou jedno jednoduché planetové soukolí nedostačuje, používají se tak dvě nebo tři planetová soukolí za sebou. U těchto samočinných převodovek, které mají tři stupně pro jízdu vpřed a jeden stupeň pro zpětný chod se nejčastěji využívá uspořádání typu Simpson nebo Ravigneaux. Uspořádání Simpson (obrázek 10) se skládá ze dvou planetových soukolí, která mají centrální kola uložena na společném hřídeli. Dále toto soukolí obsahuje dva unašeče, kdy jeden unašeč je spojen s jedním korunovým kolem a taky dvě sady satelitů. Uspořádání Ravigneaux (obrázek 11) obsahuje dvě centrální kola, dva skupiny satelitů, jedno korunové kolo a jeden unašeč.



Obrázek 10: Uspořádání typu Simpson [64]

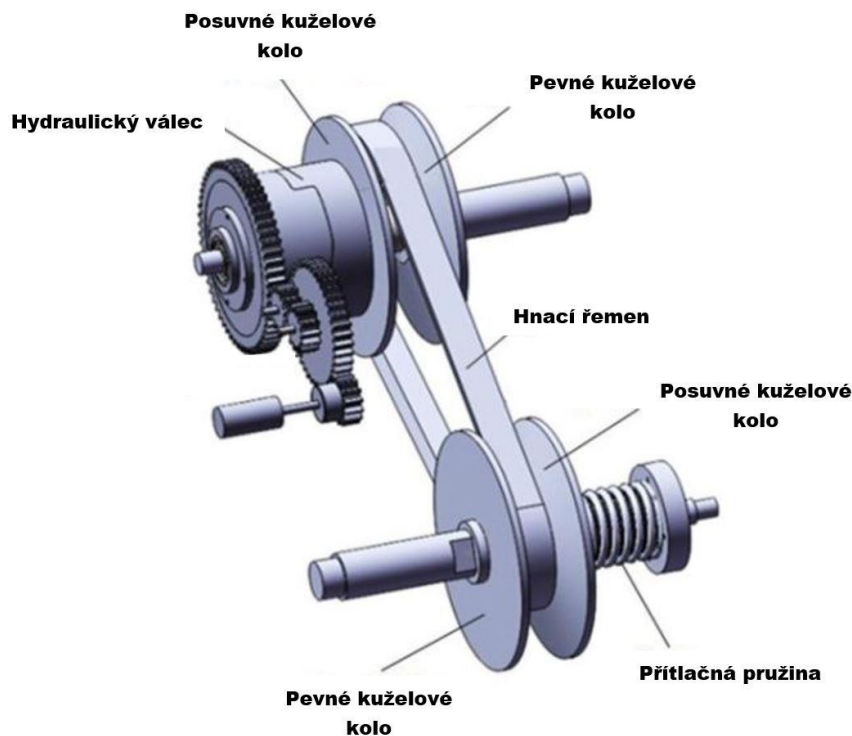


Obrázek 11: Uspořádání typu Ravigneaux [65]

Ve srovnání s čelním soukolím v planetovém soukolí působí v ozubení menší síly a může tak být použit menší modul ozubení. Je to z důvodu, že hnací moment je přiváděn centrálním kolem a je rozdělen na několik satelitů. Mezi další výhody patří zatížení ložisek pouze v radiálním směru, kromě satelitů. Dále pak dobrá účinnost, menší rozměry oproti ostatním mechanickým převodovkám, jednoduché řazení, tišší chod a možnost přenášet i vysoké otáčky. Nevýhodou tohoto typu převodu je poměrně velká složitost a velké množství součástí. Nejvíce využívané jsou dvou nebo třístupňové planetové převodovky se zpětným chodem. Ovládání může být provedeno buď automaticky, nebo poloautomaticky. Kromě převodovek, má planetové soukolí využití taky jako soukolí diferenciálů v rozvodovkách, jako redukce v kolech hnací nápravy nebo u přidavných převodovek. [1] [2] [3] [4]

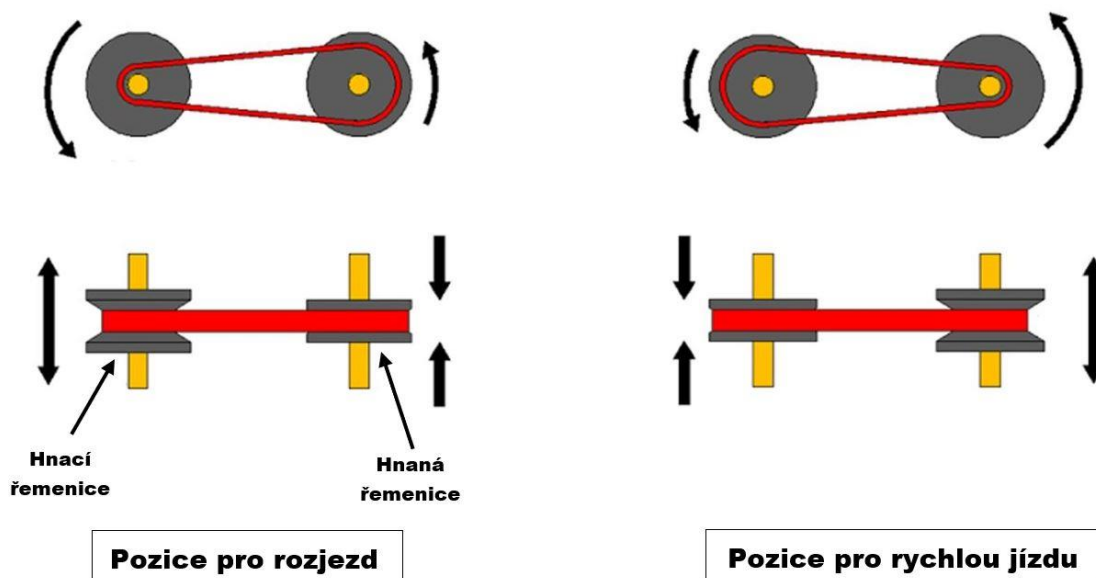
1.2.3 PLYNULÉ PŘEVODOVKY

Tyto převodovky, označované jako CVT (Countinously Varialbe Transmission) zaručují plynulý a hladký chod bez rázů a trhání, což je problém některých klasických automatických převodovek. Oproti ostatním automatům nemá předem dané převodové poměry jednotlivých stupňů, ale má pouze jednu jednotku s nekonečným počtem převodů a otáčky se mění plynule podle potřeby. Poprvé v 50. letech 20. století začala tento typ převodovky pro osobní automobily sériově vyrábět firma van Doorne, pod označením Variomatic. V roce 1984 byly automobilkami Fiat a Ford vyvinuty plynulé převodovky Uno-matic a CTX. Tyto převodovky byly ale spíše pro méně výkonná vozidla. Dále byly vyvinuty převodovky pro vozy Subaru a Audi. V dnešní době jsou tyto bezstupňové převodovky využívány i ve velkých vozech nebo traktorech a přenášejí velké krouticí momenty. CVT má na místo ozubených kol tzv. variátor. Ten je tvořen dvěma řemenicemi, které jsou spojeny speciálním hnacím řemenem. Řemenice se skládá ze dvou protichůdných kuželových kol, přičemž jedno kolo je na pevně a druhé se může axiálně posouvat a může se tak měnit průměr řemenice (obrázek 12).



Obrázek 12: Schéma řazení CVT převodovky [66]

Požadovaný převodový poměr je tak dosažen změnou průměru jednotlivých řemenic a přenesen přes speciální ocelový řemen. Při rozjezdu, kdy je potřeba velký převodový poměr, má hnací řemenice nejmenší průměr a hnaná řemenice největší průměr. Naopak, pro rychlou jízdu je nastavena hnací řemenice na největší průměr a hnaná na nejmenší (obrázek 13).



Obrázek 13: Princip řazení CVT převodovky [6]

Na základě rychlosti, otáček, odporů a dalších vlivů je pomocí řídicí jednotky zvolen příslušný převodový poměr. Po sešlápnutí plynového pedálu dosáhne motor určitých otáček, které udržuje i při plynulém zrychlování. CVT je většinou používán v kombinaci s lamelovou spojkou nebo hydrodynamickým měničem, využívaným pro rozjezd vozidla. Pro zajištění zpětného chodu je využíván jednoduchý planetový převod. Vozidla s tímto typem převodovky obsahují jako ostatní automatické převodovky pouze pedál plynu a brzdy, a také volič P-R-N-D(L), kdy řidič volí P pro parkování, R pro zpětný chod, N pro neutrální, D pro normální dopřednou jízdu a L pro dopřednou jízdu ve vyšších otáčkách a s větším brzdícím účinkem motoru. Díky absenci rychlostních stupňů mění vozidlo libovolně otáčky dle potřeby. To je jednou z největších výhod těchto převodovek a projeví se to na nižší spotřebě paliva a ve srovnání s ostatními automatickými převodovkami má CVT spotřebu nejnížší. Další výhody tohoto typu převodu jsou plynulá jízda, spolehlivost a nenáročnost na údržbu. Naopak nevýhoda těchto převodovek je, že jsou vhodné spíše pro nižší rychlosti během jízdy po městě. Sportovnější typy automobilů s podobným výkonem a běžnými automatickými převodovkami dosahují vyšších výkonů. Mezi další nevýhody patří také specifická hlučnost. CVT převodovky jsou dnes využívány v moderních vozech jako Nissan, Audi, Honda nebo Mitsubishi. V poslední době také tyto převodovky nacházejí čím dál větší využití u vozů s hybridním pohonem. [1] [3] [4] [7]

2 DVOUTOKÉ PŘEVODOVKY

Tento typ automatické převodovky umožňuje řazení pod zatížením, odpadá tak obsluha spojkového pedálu a řadící páky. Vozidlo díky rychlému řazení bez přestávek dokáže plynule zrychlovat a dosahuje tak lepších výkonů. Využití tohoto typu převodu je hlavně u přepínaných motorů, kde díky rychlému řazení nedojde k poklesu přepínaného tlaku. Tyto převodovky spojují výhody nízké spotřeby mechanických a jízdního komfortu automatických převodovek a jsou tak považovány za stále oblíbenější alternativu při volbě převodovky. Princip dvoutoké převodovky je založen na myšlence dvou nezávislých převodovek, které jsou s motorem spojeny prostřednictvím vlastní spojky. Jedna převodovka obsahuje liché převody (1, 3, 5, ...) a druhá sudé převody (2, 4, 6, ...). [2] [3] [8]

2.1 KONSTRUKCE A PRINCIP

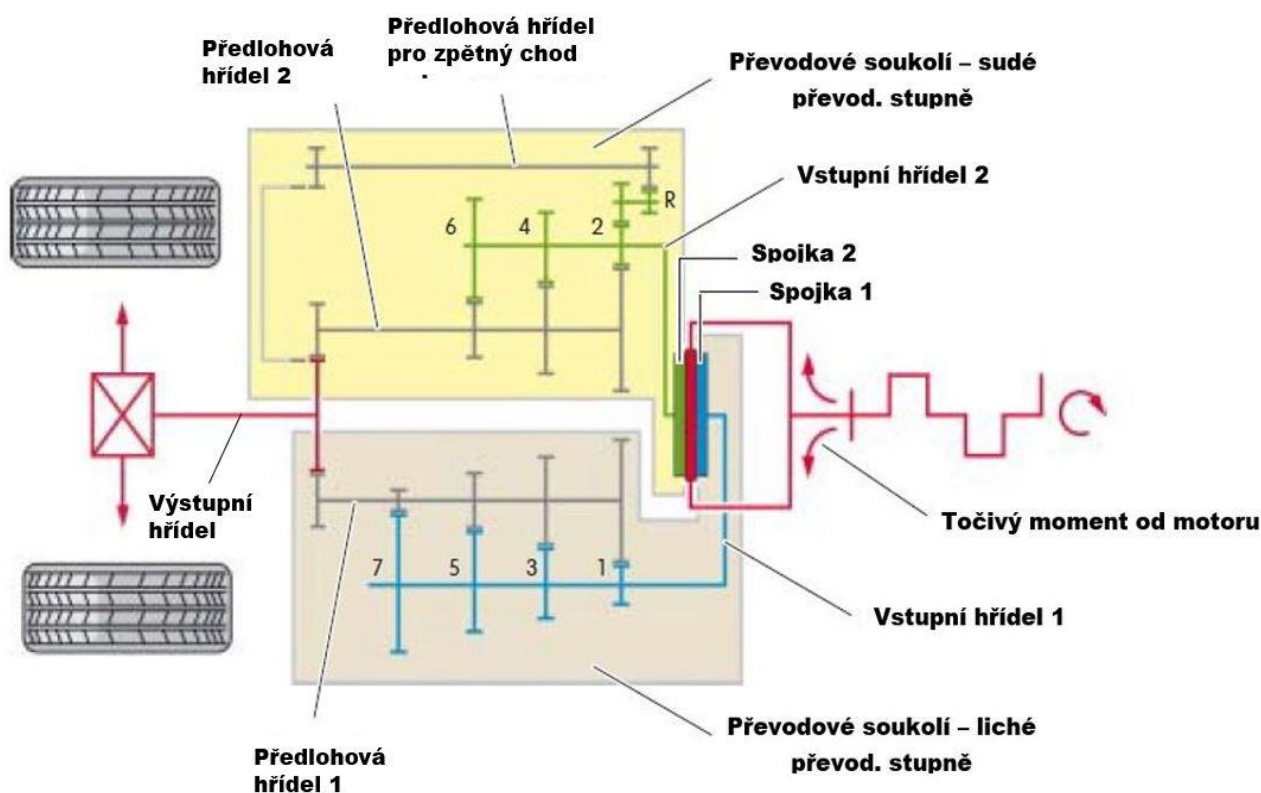
Jsou zde použity dvě vícelamelové spojky, kdy můžou být uspořádány vedle sebe nebo z důvodu úspory místa, je vnitřní spojka vložena do vnější spojky. Spojkové kotouče pracují nejčastěji v olejové lázni, která spojky chladí i maže. Pro menší motory byla zkonstruována i suchá spojka, která má větší účinnost a oproti mokrému provedení přenese také menší výkon. Hnací hřídele jsou opět z důvodu úspory místa vnořeny do sebe, kdy jeden hřídel je dutý a do něj je vložen druhý plný hřídel. Řazení jednotlivých stupňů je provedeno pomocí synchronizačních řadících spojek, stejně jako u manuálních převodovek. Při rozjezdu je aktivována první spojka, na jejíž hřídeli je zařazen 1. rychlostní stupeň, zároveň je na druhé hnací hřídeli, která není v záběru, předřazen druhý rychlostní stupeň. Jakmile řídící jednotka vyhodnotí, že je potřeba přeradit na vyšší rychlostní stupeň, dojde k velmi rychlému postupnému vypnutí první spojky a zároveň k aktivaci spojky druhé, kde je už předřazen následující rychlostní stupeň. Řazení je tak velmi rychlé a prakticky nedojde k přerušení toku výkonu z motoru na kola. Celkově jedno přerazení trvá přibližně 0,3 až 0,4 vteřiny. Dále na hřídeli od první spojky, která je rozpojena se zařadí další příslušný rychlostní stupeň. Pokud otáčky nadále stoupají, zařadí se vyšší rychlostní stupeň, pokud klesají, zařadí se nižší stupeň. Takto pracuje převodovka i nadále, kdy je vždy jedna spojka v záběru a na hřídeli druhé spojky se předradí příslušný stupeň. Pokud chce převodovka, při zpomalování podřadit o dva a více stupňů, například z šestého stupně na druhý, musí převodovka nejprve zařadit pátý stupeň, tak aby se hřídel se sudými převody uvolnila a mohl být zařazen druhý stupeň. Tento složitější proces zvládají tyto převodovky za přibližně 0,9 vteřiny. Přepínání mezi jednotlivými spojkami je ovládáno pomocí sítě elektroniky a hydrauliky. Řídící jednotka vyhodnocuje sepnutí spojky, které je provedeno pomocí tlaku oleje, který generuje zubové čerpadlo. Elektronická regulace umožňuje taky manuální změnu režimu jízdy, kdy řidič může před jízdou nebo za jízdy zvolit například sportovní styl jízdy. Řidič tak většinou pomocí řadící páky volí režimy P-R-N-D-(S) (P – parkovací režim, R – zpětný chod, N – neutrální, D – normální jízdní režim, S – sportovní režim). Další možností, jak řadit převodové stupně představuje systém Tiptronic, který umožňuje řidiči ovládat manuálně automatickou převodovku. Řazení se provádí páčkou umístěnou za volantem, kdy přerazení nahoru se provede zatlačením páčky dopředu a přerazení dolů zatlačením páčky dozadu. Jednotlivé rychlosti se tak mění sekvenčně. Pokud motor dosáhne kritických otáček, nebo pokud je řidič delší dobu neaktivní, řídící jednotka přepne systém zpět do automatického režimu. Nejprve s dvouspojkovou převodovkou přišla společnost Volkswagen a její DSG převodovka je dnes nejrozšířenější dvoutokou převodovkou. V posledních letech ale i ostatní konkurenční automobilky, představují svoje řešení těchto převodovek, např. převodovka DKG ve vozech BMW, PDK v Porsche nebo Getrag PowerShift ve Volvu a Fordu. Nejvíce dvoutoké převodovky vyvíjejí společnosti jako Getrag, Ricardo, Borg-Warner, VW nebo Oerlikon Graziano. [1] [2] [3] [4] [8] [9]

2.2 DSG

Převodovku DSG (Direct Shift Gear) společně vyvinuli společnosti Volkswagen a Borg-Wagner. Koncern WV měl na starosti konstrukci převodovky a celkovou stavbu ústrojí a Borg-Wagner vyvinul dvojitou spojku a mechatroniku, která obsahuje řídicí elektroniku a akční hydraulické členy. Nejprve byla vyvinuta čtyřstupňová dvouspojková převodovka montovaná například do první generace Škody Octavia, která ale pro malý počet rychlostních stupňů byla spíše vhodná pro plynulou jízdu po městě a při rychlejší jízdě měl motor vyšší spotřebu. V roce 2002 byla poprvé pro sériovou výrobu představena šestistupňová převodovka DSG-6, později pak byla představena sedmistupňová převodovka DSG-7. Dnes koncern VW nabízí ve svých vozech právě tyto dvě varianty dvoutoké převodovky. Kromě rozdílného počtu převodových stupňů se DSG-7 od DSG-6 liší o 23 kg nižší hmotností a možností podélného umístění motoru, největší rozdíl je však v užití mokré spojky u DSG-6 a suché spojky u DSG-7. Kdy provedení s mokrou spojkou dokáže přenést větší výkon a je montován do vozidel, které mají točivý moment motoru do 400 Nm. Naopak provedení se suchou spojkou je montováno do vozidel s točivým momentem do 250 Nm a výkonem do 125 kW. Pro přenesení větších výkonů se už dnes převodovka DSG-7 vyrábí i v provedení s mokrou spojkou a je využita spíše u silnějších a sportovnějších typů vozidel. [1] [2] [3] [8] [10] [11] [12]

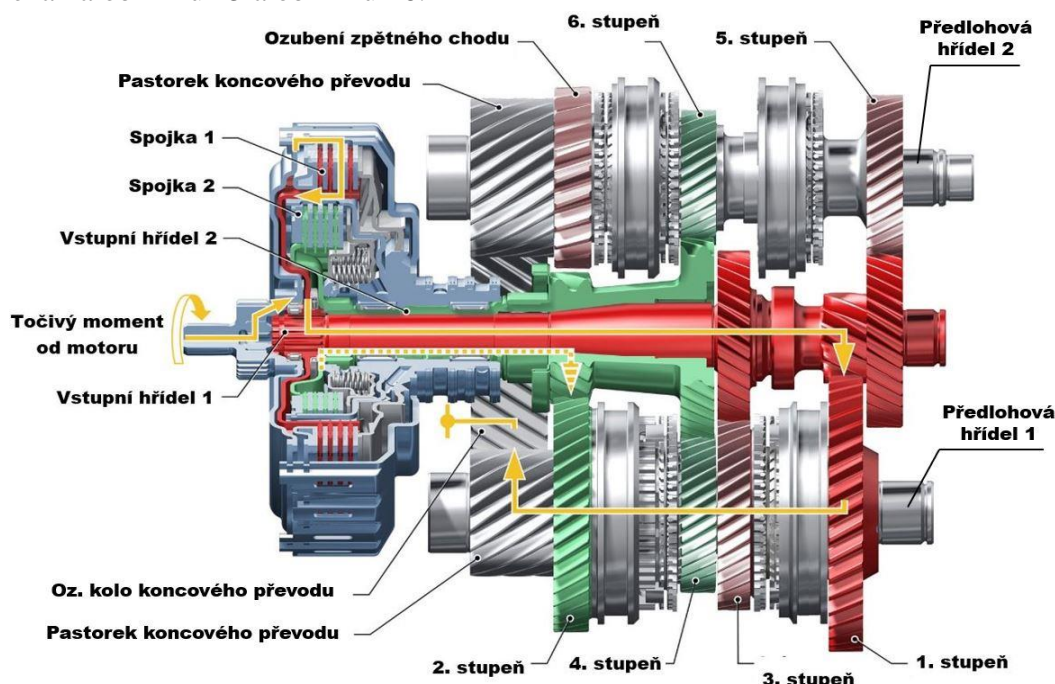
2.2.1 KONSTRUKCE

Technicky převodovka DSG vychází ze tříhřídelové manuální převodovky. V podstatě jde o dvě souběžně propojené převodovky, které mají společný vstup a výstup. Princip převodovky DSG je znázorněn na obrázku 14.

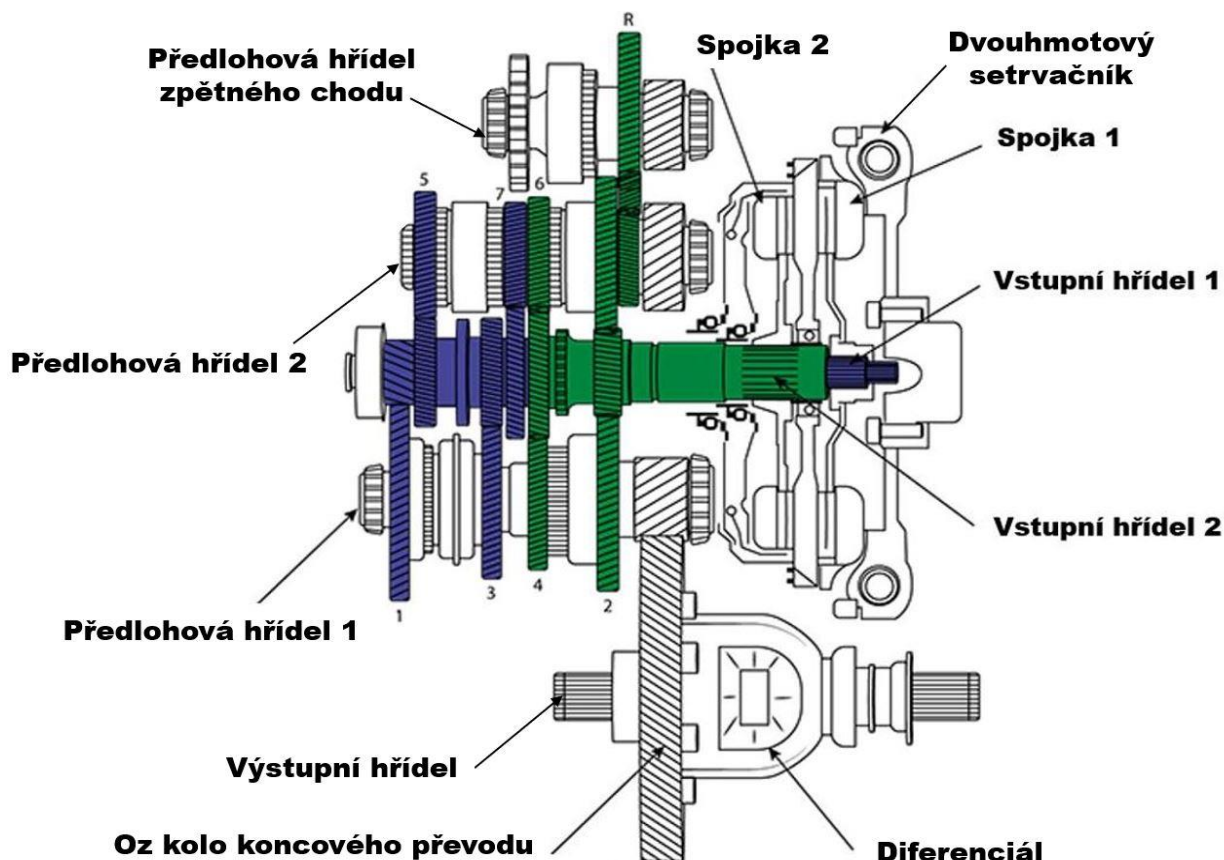


Obrázek 14: Schéma dvoutoké DSG převodovky [8]

Točivý moment je z dvoumotového setrvačníku přiváděn na dvojitou lamelovou spojku. Jako u většiny dvoutokých převodovek se skládá dvojité spojení ze dvou konvenčních spojek zasazených do sebe nebo vedle sebe. Při vypnutém motoru není ani jedna spojka v záběru, při jakémkoliv jízdním režimu je vždy jedna spojka v záběru a druhá vypnutá. Spojky jsou vypínány nebo zapínány pomocí pístů, které jsou řízeny elektrohydraulicky. Zdrojem tlaku oleje v pístu je zubové olejové čerpadlo. Každá spojka je napojena na jednu vstupní hřídel, kdy vnitřní plný hřídel obsahuje liché převody a dutý hřídel sudé převody. Dále točivý moment vystupuje přes dvě předloňové hřídele a jednu předloňovou hřídel pro zpětný chod na ozubení koncového převodu s diferenciálem, který se nachází na výstupní hřídeli, odkud se točivý moment přenáší přímo na kola vozidla. Na první předloňové hřídeli najdeme ozubená kola pro první, druhý, třetí a čtvrtý stupeň, dvě synchronizační řadící spojky mezi prvním a třetím, a druhým a čtvrtým ozubeným kolem a výstupní ozubení koncového převodu. U druhé předloňové hřídele pak nalezneme obdobné uspořádání jako u první, kde nalezneme ozubená kola pro pátý a šestý stupeň, synchronizační řadící spojku, ozubené mezikolo zpětného chodu a také výstupní kolo koncovém převodu. U sedmistupňové převodovky DSG-7 je pak na druhém výstupním hřídeli navíc ozubené kolo pro sedmý stupeň. Třetí předloňová hřídel pro zpětný chod obsahuje ozubené kolo zpětného chodu, řadící spojku pro zpětný chod a výstupní kolo koncového převodu. U prvního, druhého a třetího stupně je použita trojitá synchronizace, která umožňuje větší plochu pro přenos tepla, protože rychlosti otáčení ozubených kol jsou pro tyto stupně větší a generují tak větší teplo. Trojitá synchronizace se skládá z vnějšího kroužku, mezikroužku, vnitřního kroužku a třetího kužele. U čtvrtého, pátého, šestého a případně sedmého stupně, kdy zatížení ozubených kol není tak vysoké a není potřeba velké plochy pro odvod tepla, je použita jednoduchá synchronizace, která se skládá pouze ze synchronizačního kroužku a třetího kužele. Zpětný chod pak má dvojité kužele synchronizace. Obě vstupní hřídele jsou uloženy ve skříni převodovky přes jednořadá kuličková ložiska. Dutý vstupní hřídel je pak na vstupním plném hřídeli uložen přes jehličková ložiska. Všechny tři předloňové hřídele jsou ve skříni převodovky uloženy přes kuželíková ložiska. Řazení jednotlivých stupňů je prováděno pomocí řadících vidlic, které zařadí danou synchronizační spojku do ozubeného kola podobně jako u manuálních převodovek. Konkrétní uspořádání převodovek DSG-6 a DSG-7 jsou zobrazena na obrázku 15 a obrázku 16.



Obrázek 15: Schéma šestistupňové převodovky DSG 6 [68]

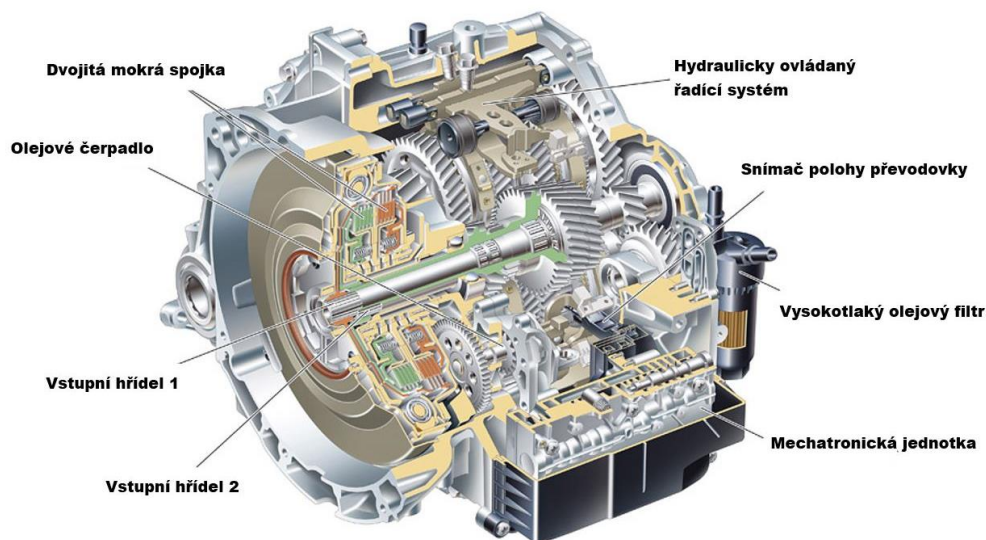


Obrázek 16: Schéma sedmistupňové převodovky DSG 7 [13]

Pro zajištění hydraulického ovládání a pro chlazení a mazání jednotlivých částí spojky se používá převodový olej, ten je na daná místa dopravován pomocí zubového čerpadla. U převodovky DSG-6, kdy se pomocí převodového oleje chladí spojkové lamely je oproti převodovce DSG-7 navíc chladič oleje. Tento chladič převodovky využívá chladicího okruhu motoru a je v něm umístěn také olejový filtr. Řazení jednotlivých stupňů je prováděno pomocí řadicích vidlic. Každá vidlice slouží pro přeřazení dvou rychlostních stupňů. Jednotlivé vidlice jsou ovládány hydraulicky a pro hladký chod jsou vidlice uloženy ve valivých ložiskách. Koncern VW vyrábí šestistupňovou převodovku pod označením DQ250, sedmistupňovou převodovku se suchou spojkou DSG-7 pod označením DQ200. A několik variant sedmistupňové převodovky s mokrou spojkou pod označením DQ500, DQ380/DQ381, DL501, DL 382 a DL 800. V současnosti koncern VW montuje DSG převodovky skoro do všech modelů všech svých značek. Z toho lze usoudit, že VW na převodovky DSG spoléhá a v budoucnosti čím dál více budou nahrazovat manuální převodovky. [1] [4] [8] [14] [15] [16]

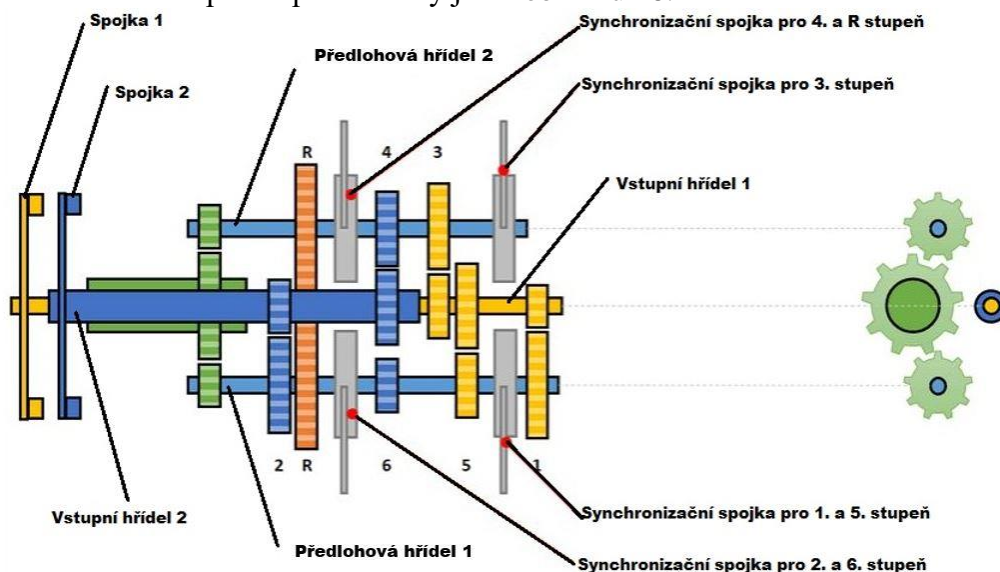
2.3 POWERSHIFT

Po dvouspojkovém automatu DSG od VW přišla se svým řešením tohoto typu převodovky také společnost Getrag, a to s dvouspojkovou šestistupňovou převodovkou Powershift (obrázek 17), která je montována do vozů Volvo, Ford nebo Mitsubishi. Později byla představena tato převodovka i v sedmistupňovém provedení.



Obrázek 17: Řez šestistupňovou převodovkou Powershift [17]

Převodovka je konstrukčně i principiálně podobná převodovce DSG. Spojky pracují v olejové lázni nebo jsou v suchém provedení a jsou uspořádány vedle sebe. Vstupní hřídele jsou zde ve standardním provedení duté a plné hřídele. Dále je použito provedení se dvěma předlohovými hřídelemi, kde na první předlohové hřídeli se nachází ozubená kola pro první, druhý, pátý a šestý rychlostní stupeň a na druhé hřídeli kola pro třetí, čtvrtý a zpětný chod. Přičemž oproti DSG převodovce zde není třetí předlohová hřídel pro zpětný chod. Ten je zde veden přes pastorek druhého převodového stupně, přes zdvojené ozubené kolo na první předlohové hřídeli, až na kolo zpětného chodu na druhé předlohové hřídeli. Synchronizační spojky jsou zde umístěny opět všechny na výstupních hřídelích mezi jednotlivými ozubenými koly. Schéma této šestistupňové převodovky je na obrázku 18.

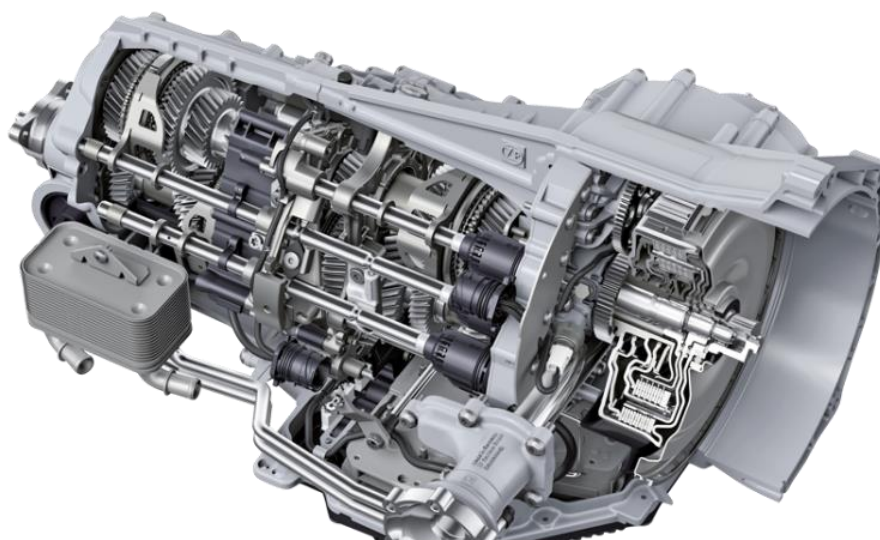


Obrázek 18: Schéma šestistupňové převodovky Powershift [69]

Hlavní výhodou této dvoutoké převodovky je nižší spotřeba paliva až o 8 % ve srovnání s běžnou automatickou převodovkou. Je to hlavně díky nižší hmotnosti, kterou má Powershift díky absenci hydrodynamického měniče a menšímu počtu hydraulicky ovládaných spojek. Ovládání je buď plně automatické nebo poloautomatické pomocí systému Geartronic, který je obdobou systému Tiptronic od Porsche, kdy jednotlivé stupně mohou být řazeny pomocí pádel na zadní straně volantu. Řidič stejně jako u DSG převodovek volí na řadicí páce standardní jízdní režimy P-R-N-D nebo manuálně řadí pomocí pádel za volantem. Dále Powershift obsahuje také sportovní režim, který přerazuje při vyšších otáčkách a rychleji reaguje na sešlápnutí pedálu plynu. Během aktivní jízdy je upřednostňováno používání nižších převodových stupňů, což vede ke zpožděnému řazení nahoru. Dalším jízdním režimem je zimní režim, který umožňuje snadnější rozjezd na kluzké vozovce. Vůz jede s nižšími otáčkami a omezeným výkonem motoru. Další funkce Kick-Down zase při plném sešlápnutí plynového pedálu, automaticky podřadí na nižší stupeň, což způsobí plnou akceleraci. Po uvolení plynového pedálu z plného sešlápnutí převodovka automaticky zařadí vyšší rychlostní stupeň. Dále převodovka obsahuje další spíše bezpečnostní funkce. Konstrukce Powershift převodovek je navržena tak, aby zvládla přenést točivý moment až 450 Nm a je dnes je tato montována v šestistupňovém provedení do maloobjemových tříválcových motorů, další verze šestistupňové převodovky je osazena v malých vozidlech se čtyřválcovým motorem. Pro větší a výkonnější automobily je použita sedmistupňová verze. Powershift je také navržen pro vozy s hybridním pohonem. [17] [18] [19] [20]

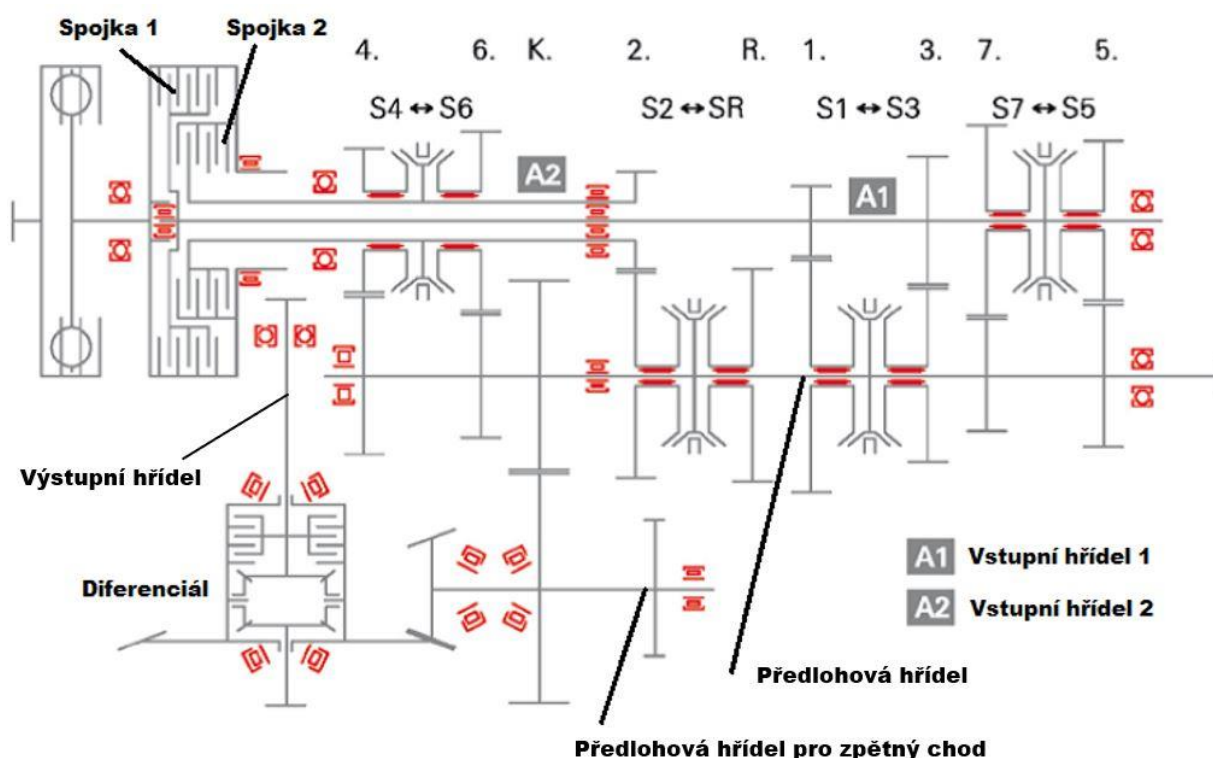
2.4 PDK

Převodovka PDK (Porsche Doppel Kupplung) je dvouspojková převodovka automobilky Porsche, kterou vyvinula společně se společností ZF. V 80. letech 20. století přestavilo Porsche první převodovku tohoto typu, která byla ale využita jen ve sportovních modelech. Do sériové výroby se PDK dostala až po nástupu DSG převodovek. Princip a konstrukce PDK je obdobný, jako u ostatních dvoutokých převodovek a v současné době je PDK nabízeno buď v sedmistupňové (obrázek 19) nebo osmistupňové variantě. Kdy nejvyšší rychlosti je dosaženo u obou variant při šestém převodovém stupni. Sedmý, případně osmý stupeň optimalizují spotřebu paliva a upřednostňují pohodlí. Sedmistupňová verze převodovky umožňuje obzvláště dynamický sportovní jízdní režim, bleskově rychlé řazení a dobrou spotřebu paliva. Převodovky jsou taky schopny fungovat při otáčkách až 9000 min⁻¹.



Obrázek 19: Řez sedmistupňovou převodovkou PDK [28]

Tento typ je vyráběn ve čtyřech různých variantách a je vhodný pouze pro podélnou zástavbu motoru. To je výhodné například u hybridních pohonů, kde je zástavbový prostor hnacího ústrojí prostor omezený. Konstrukce se skládá ze dvou vstupních hřídelí, jedné předlokové hřídele, předlokové hřídele pro zpětný chod a výstupní hřídele. Synchronizační spojky pro čtvrtý a šestý rychlostní stupeň jsou umístěny na dutém vstupní hřídeli, spojka pro pátý a sedmý stupeň je uložena na prvním plném vstupním hřídeli a zbylé řadící spojky pro zařazení prvního nebo třetího stupně a druhého stupně nebo zpětného chodu jsou na předlokové hřídeli. Koncový převod je zde realizován přes předlokový hřídel pro zpětný chod a dále díky podélné zástavbě přes kuželové soukolí do rozvodovky. Celé kinematické schéma převodovky je na obrázku 20.

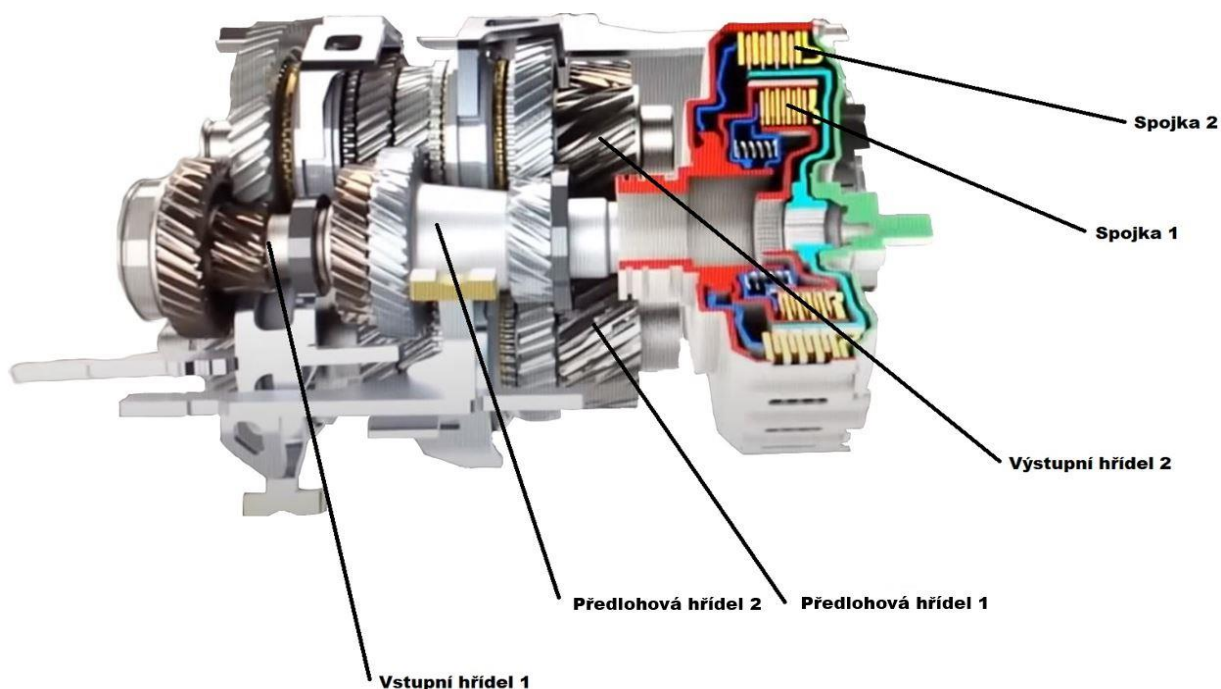


Obrázek 20: Schéma sedmistupňové převodovky PDK [21]

Ovládání je buď plně automatické nebo manuální pomocí systému Tiptronic. Je možno taky volit mezi komfortním, sportovním nebo supersportovním režimem jízdy. Další generací PDK byla osmistupňová sportovní převodovka, která je vhodná pro pohon zadních kol, pro pohon všech kol a je také ve verzi pro hybridní pohony. Svoji konstrukcí je oproti sedmistupňové verzi vhodná i pro jiné konfigurace než s podélnou zástavbou motoru. Sedmistupňová převodovka je montována to vozidel s krouticím momentem 390 až 750 Nm. Osmistupňová dokáže přenést točivý moment až 1000 Nm. [22] [23] [24] [25] [26] [27] [28]

2.5 BMW DKG

Se svým provedením dvoutoké převodovky přišla taky německá automobilka BMW, ta ve svých vozech využívala nejprve sekvenční automatizované převodovky a až po úspěchu VW s převodovkou DSG přišla s dvouspojkovou řadou BMW M3 a M. Tato řada je určena spíše pro motory sportovního typu, kdy je dosahováno vysokých výkonů při vysokých otáčkách. Jedná se o sedmistupňovou převodovku, která je konstrukcí i principem podobna ostatním dvoutokým převodovkám. Spojky jsou vloženy do sebe a jsou v mokřém provedení. Podobně jako u DSG převodovky kromě dvou vstupních hřídelů je DKG navrženo se dvěma předlohovými hřídeli viz. obrázek 21.

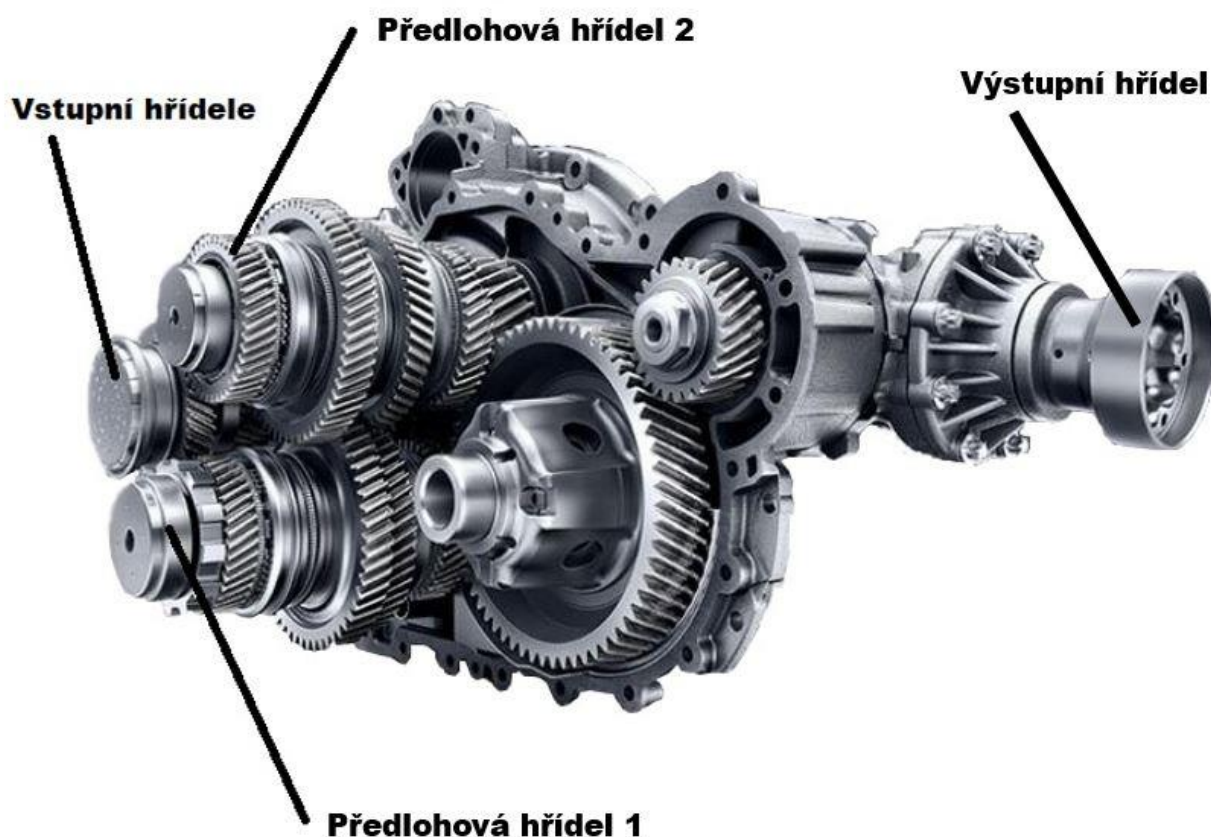


Obrázek 21: Řez sedmistupňovou převodovkou M3 [29]

Tato převodovka je montována v kombinaci i s osmiválcovými motory o objemu až čtyři litry, které dosahují točivého momentu až 400 Nm a otáček 9000 min^{-1} . Vozy s touto převodovkou zvládnou zrychlení z nuly na sto i za 4,6 sekundy. Podobně jako jiné dvouspojkové převodovky má DKG možnost výběru mezi plně automatickým a sekvenčním ovládáním. Sekvenční ovládání se provádí pomocí páček za volantem, kdy pravá páčka slouží k řazení nahoru a levá k řazení dolů. Převodovka je řízena systémem Drivetronic, který umožňuje celkem jedenáct jízdních režimů (pět pro plně automatický režim a šest pro sekvenční režim) a to od sportovních režimů s rychlým řazením až po plynulé a klidné řazení určené pro městský provoz. Sportovní režim D5 zrychluje tak, aby každý rychlostní stupeň byl využit do maximálních otáček. Zimní režim D1 naopak zaručuje měkčí řazení, a tak bezpečnější jízdu na kluzké vozovce, rozjíždí se také na druhý rychlostní stupeň. Drivetronic nabízí také funkci Launch Control, která zaručuje maximální akceleraci z klidu. Při manuální řazení zase ukazuje na otáčkoměru pomocí světelných diod, nejvhodnější dobu ke změně převodu. Další funkcí převodovky je také parkovací asistent, kdy je aktivován režim nízké rychlosti do 5 km/h a pedál plynu je tak lépe citlivý na ovládání a zvyšuje stupeň řízení dosažitelný řidičem při parkování. Po vypnutí motoru se tato funkce automaticky deaktivuje. Největší výhodou DKG převodovky je velmi rychlé řazení jednotlivých stupňů, vysoká účinnost a taky nižší spotřeba paliva ve srovnání s manuální převodovkou. Mezi nevýhody patří hlavně vyšší cena. [29] [30] [31] [32] [33]

2.6 MERCEDES 7G – DCT

Také společnost Mercedes představila svoje provedení dvoutoké převodovky, značenou jako 7G-DCT. O výrobu těchto převodovek se stará společnost Daimler. Jedná se o sedmistupňovou převodovku, konstrukčně i principiálně podobnou ostatním dvouspojkovým převodovkám a je určena jak pro vozy s předním pohonem kol, tak pro vozidla s pohonem všech kol. Nachází se zde opět provedení dvou předlohových hřídelí viz. obrázek 22. Trochu jiné řešení ve srovnání s DSG převodovkou je ale u hřídele zpětného chodu, kdy Mercedes navrhl uspořádání bez samostatného pevného zpětného chodu. Je tak dosaženo menšího odporu a hluku.



Obrázek 22: Uspořádání sedmistupňové převodovky 7G – DCT [70]

Oproti manuálním a CVT převodovkám, využívaných ve vozech Mercedes má 7G – DCT až o 9 % lepší spotřebu. Spojky jsou v mokrému provedení chlazeny olejem, který je rozváděn pomocí dvou olejových čerpadel. Řidič má k dispozici tři jízdní režimy. Ekonomický režim provádí řazení plynule a pohodlně, vozidlo je provozováno v nižších otáčkách s ohledem na nižší spotřebu paliva. Režim sport je určen pro jízdu ve vysokých otáčkách a řazení probíhá velmi rychle. Poslední je manuální režim, kdy řidič ovládá převodovku pomocí pádel umístěných za volantem. Ruční ovládání je taky možné při ekonomickém i sportovním režimu, po delší neaktivitě je ale zpět aktivováno automatické ovládání. Převodovka umožňuje také elektrohydraulickou aktivaci parkovacího zámku. [34] [35]

2.7 EDC

Společnost Getrag vyvinula také převodovku EDC (Efficient Dual Clutch) využívanou ve vozech Renault. Nejprve přišla na trh šestistupňová převodovka, se suchou spojkou určenou pro nižší zatížení, kdy převodovka byla montována společně se vznětovým motorem 1,5 cDi. Ovšem toto provedení mělo hodně pomalé a občas také nelogické varianty řazení. Bylo také na výběr ze tří jízdních režimů, ale i při nejrychlejším sportovním režimu bylo řazení převodovky, ve srovnání s dvoutokými převodovkami konkurenčních provedení, pořád velmi pomalé. Poté přišel Renault se sedmistupňovou převodovkou EDC. Ta oproti šestistupňové měla spojku v mokřem provedení a byla určena pro motory s točivým momentem do 300 Nm. U této varianty se ale zase vyskytly problémy při rozjezdu, kdy je znát příliš hrubý chod a vozidlo při malých rychlostech ztlačně cuká. EDC převodovky jsou spíše vhodné pro klidnější městský provoz. Pro větší pohodlí bylo optimalizováno kolísání, kdy se vozidlo po zpomalení dává do pohybu postupně po uvolňování brzdového pedálu. Tento režim je využitelný hlavně při jízdě v koloně nebo při parkování. Dále EDC obsahuje pomocného asistenta při rozjezdu s ruční brzdou, kdy po uvolnění ruční brzdy, popřípadě i brzdového pedálu, systém ponechá ještě na několik vteřin brzdy aktivní, tak aby např. při rozjezdu do kopce nedošlo k couvnutí vozidla. Oproti klasickým automatickým převodovkám dosahují automobily s těmito převodovkami nižších emisí, a to až o 17 %. Ovládání je jako u ostatních dvoutokých převodovek buď plně automatické, kdy řidič volí na řadicí páce ze základních jízdních režimů P-R-N-D nebo manuální pomocí páček na zadní straně volantu. [36] [37] [38]

2.8 DALŠÍ PROVEDENÍ DVOUTOKÝCH PŘEVODOVEK

Ostatní automobilky také postupně začaly přecházet z manuálních převodovek na automatické. Většina z nich zvolila pro své vozy právě dvouspojkové provedení. Automobilky Hyundai, Kia a Honda montují do svých vozů šesti nebo sedmistupňové převodovky DCT, které nabízí jak plně automatické řazení, tak sekvenční a zaručují nižší spotřebu paliva. Honda pro tuto spojku našla využití kromě automobilů i ve svých motocyklech a čtyřkolkách. Francouzský Peugeot a Citroen umísťují do svých vozů dvouspojkovou převodovku DSC. Ta nabízí v plně automatickém režimu programy sport a Drive nebo manuální jízdní režim. Společnosti Fiat, Alfa Rome a Dodge do svých vozů osazují dvoutoké převodovky DDCT vyráběné Čínskou společností Guangzhou Automobile Industry Group. Některé automobilky, ale stále těmto typů převodů nevěří a tak např. automobilka Opel používá speciální roboticky ovládané převodovky, což jsou vlastně manuální převodovky, které jsou ovládány elektronicky, není nutné tak ovládat spojkový pedál a řadicí páku. Dalším příkladem je automobilka Mazda, která nabízí svoji převodovku Skyactiv-Drive. Tato technologie kombinuje výhody klasických automatických převodovek, CVT převodovek i dvoutokých převodovek. Hlavní částí je speciální měnič točivého momentu s mimořádně širokým přemostěním na šest rychlostních stupňů.

Kromě osobních automobilů jsou dvoutoké technologie využívány i v jiných dopravních prostředcích se spalovacím motorem. Dvouspojkové převodovky můžeme dále najít i v užitkových vozech nebo dodávkách a čím dál více se tato technologie rozšiřuje také do traktorů. Například společnost New Holland uplatňuje ve svých traktorech dvouspojkovou technologii Dynamic Command. Hlavní výhodou těchto převodovek u traktorů je, že pracují s nižšími ztrátami výkonu ve srovnání s klasickou automatickou převodovkou a taky automatické řazení jednotlivých stupňů. Dále můžeme dvoutoké převodovky najít i v některých nákladních vozech. Příkladem je vůz Mitsubishi Fuso, který má šestistupňovou převodovku a standardní jízdní režimy P-R-N-D. [39] [40] [41] [42] [43]

3 KONCEPČNÍ NÁVRH

Při vývoji převodovky je velmi důležité vhodné uspořádání všech převodových stupňů, které má vliv na výsledné dynamické vlastnosti vozu a celkový jízdní projev. Převody musí být voleny tak, aby odpovídaly situacím, ve kterých se bude daný automobil nejčastěji nacházet. Proto se například odstupňování u běžných sériových vozidel a závodních vozidel může velmi lišit. Výkon vystupující z motoru lze rozdělit na část, která je nutná k překonání jízdních odporů a na část, která umožňuje zrychlení vozidla. Základem pro odstupňování převodovky, je potřebná hnací síla potřebná k uvedení vozidla do pohybu případně pro dosažení a udržení dané rychlosti. Ta závisí hlavně na jízdních odporech, které lze získat z technické specifikace vozidla, ale je také ovlivňována dalšími faktory, které jsou určeny až na základě experimentálního měření. Pro navrhovanou převodovku bylo zvoleno vozidlo Škoda Superb 3. generace se vznětovým motorem 2.0 TDI 140 kW a pohonem předních kol, do kterého se v sériové výrobě montuje buď šestistupňová manuální převodovka nebo šestistupňová dvoutoká DSG převodovka. Jedná se o pětiveňový liftback, který je určen jak pro jízdu po městě, tak pro rychlou jízdu po dálnici. Vybrané technické parametry vozidla jsou uvedeny v tabulce 1. V této práci bude pro tento vůz navržena koncepce sedmistupňové dvoutoké převodovky. [3] [44] [45]

Tabulka 1: Vybrané technické parametry vozidla [45]

Škoda Superb III 2.0 TDI 190 hp Greentech Style	
Parametry automobilu	
Typ pohonu	Pohon přední nápravy
Provozní hmotnost vozidla	1480 kg
Maximální hmotnost vozidla	2100 kg
Rozměr pneumatiky	235/40 R19
Maximální rychlost vozidla	235 km/h
Parametry motoru	
Objem motoru	1968 ccm
Maximální výkon	140 kW
Maximální točivý moment	400 Nm
Maximální otáčky	4500 min ⁻¹
Otáčky při maximálním výkonu	3500 min ⁻¹
Otáčky při maximálním momentu	1750 min ⁻¹
Zrychlení z 0 na 100 km/h	7,1 s

3.1 JÍZDNÍ ODPORY

Při výpočtu hnací síly bylo vycházeno právě z daných technických parametrů, na základě kterých byl určen odpor vzduchu, valící odpor, odpor stoupání a odporu proti zrychlení, přičemž výpočet byl vždy proveden pro dvě situace, a to pro rozjezd do svahu se sklonem 14 % a pro rychlou jízdu na dálnici. Součet všech těchto dílčích odporů pak dává výslednou sílu, která působí proti pohybu vozidla. [44]

3.1.1 ODPOR VZDUCHU

Odpor vzduchu závisí na rozměrech a tvaru vozidla, ale také na měrné hmotnosti vzduchu a rychlosti proudění. Důležitý parametr je hlavně čelní plocha vozidla, která vznikne průmětem vozidla ve směru jízdy. U osobních automobilů typu liftback bývá obsah této plochy v rozmezí 2,1 – 2,5 m². Ke vzniku vzdušného odporu odchází při jízdě vozidla, kdy dochází k obtékání vzduchu kolem karoserie a částečně i pod spodní částí podvozku, důsledkem toho dojde k rozvíření okolního vzduchu, který vytváří tento vzdušný odpor. Celková velikost této odporové síly je složena z normálových tlaků a třecích sil působících v tečném směru automobilu. Koeficient odporu vzduchu je závislý na tvaru vozidla a je pro každé vozidlo zjišťován pomocí experimentálních metod v aerodynamickém tunelu. Odpor vzduchu byl vypočten pro rychlosti od 0 do 235 km/h, což je maximální rychlost vozu a následně byla do Graf 1 vynesena závislost odporu vzduchu a rychlosti. Poté byla odečtena hodnota pro případ rozjezdu a pro případ jízdy na dálnici rychlostí 130 km/h. Přehled použitých hodnot pro výpočet je v tabulce 2. [44]

Výpočet odporu vzduchu:

$$O_v = \frac{1}{2} \cdot \rho_v \cdot v \cdot c_x \cdot S_x \text{ [N]} \quad (1)$$

kde:

ρ_v – hustota vzduchu [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$]

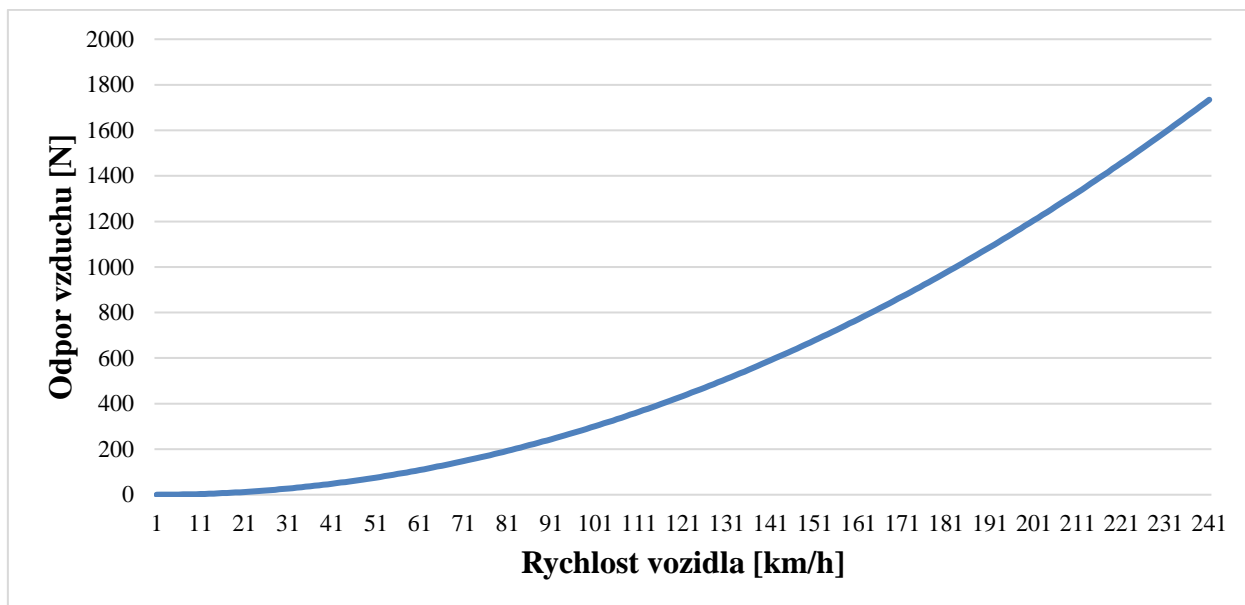
v – rychlost vozidla [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$]

c_x – součinitel odporu vzduchu [–]

S_x – čelní plocha vozidla [m^2]

Tabulka 2: Hodnoty koeficientů pro výpočet odporu vzduchu

$\rho_v \text{ [kg} \cdot \text{m}^{-3}]$	$v \text{ [km/h]}$	$c_x \text{ [-]}$	$S_x \text{ [m}^2\text{]}$
1,29	130	0,275	2,2



Graf 1: Závislost mezi odporem vzduchu a rychlostí vozidla

3.1.2 VALIVÝ ODPOR

Valivý odpor je důsledkem deformace pneumatiky, která vzniká jejím stykem s vozovkou a působí vždy proti směru pohybu vozidla. Ztráty jsou zde hlavně vlivem tření při odvalování mezi pneumatikou a vozovkou, ale také vlivem přisávání běhounu k vozovce a třecími odpory v ložiskách. Celkový valivý odpor je pak součet všech dílčích valivých odporů na jednotlivých kolech auta. Valivý odpor závisí na součiniteli valivého odporu, který dále závisí na povrchu vozovky, rychlosti vozidla a nahuštění pneumatik. Dalším faktorem je pak úhel stoupání vozovky, kde pro případ rozjezdu bylo zvoleno stoupání 14 % a pro případ jízdy na dálnici 6 %. Posledním faktorem při výpočtu valivého odporu byla maximální hmotnost vozidla. Nejprve byl přepočítán úhel stoupání na hodnotu ve stupních a následně samotný valivý odpor. Hodnoty jednotlivých veličin použitých při výpočtu jsou uvedeny v tabulce 3. [44] [46]

$$\alpha_s = \tan\left(\frac{\alpha_{s'}}{100}\right) [^\circ] \quad (2)$$

kde:

$\alpha_{s'}$ – stoupání vozovky [%]

Výpočet valivého odporu:

$$O_f = m_{max} \cdot g \cdot \cos(\alpha_s) \cdot f [N] \quad (3)$$

kde:

m_{max} – maximální hmotnost vozidla [kg]

g – gravitační zrychlení [$m \cdot s^{-2}$]

α_s – úhel stoupání vozovky [$^\circ$]

f – součinitel odporu valení [–]

Tabulka 3: Hodnoty veličin použitých pro výpočet valivého odporu

Stoupání vozovky pro rozjezd	$\alpha_s' [\%]$	14
Stoupání vozovky pro jízdu na dálnici	$\alpha_s' [\%]$	6
Maximální hmotnost vozidla	$m_{max} [kg]$	2100
Gravitační zrychlení	$g [m \cdot s^{-1}]$	9,81
Součinitel odporu valení	$f [-]$	0,015

3.1.3 ODPOR STOUPÁNÍ

Tento odpor závisí hlavně na úhlu stoupání vozovky, kdy jde vlastně o tíhovou složku síly, která působí v těžišti vozu a je rovnoběžná s povrchem vozovky. V případě, že vozidlo jede směrem do svahu, je odpor stoupání kladný a zvyšuje tak celkovou potřebnou hnací sílu, naopak při jízdě ze svahu má odpor stoupání záporné znaménko a potřebná hnací síla je tak o hodnotu tohoto odporu menší. Výpočet byl proveden opět pro stoupání 14 % při rozjezdu a pro stoupání 6 % na dálnici. Hodnoty použitých veličin jsou stejné jako při výpočtu valivého odporu a jsou uvedeny v tabulce 2 a tabulce 3. [44]

Výpočet odporu stoupání:

$$O_S = m_{max} \cdot g \cdot \sin(\alpha_s) [N] \quad (4)$$

kde:

m_{max} – maximální hmotnost vozidla [kg]

g – gravitační zrychlení [$m \cdot s^{-1}$]

α_s – úhel stoupání vozovky [°]

3.1.4 ODPOR ZRYCHLENÍ

Tento odpor vzniká při zrychlování nebo zpomalování vozidla, kdy vzniká setrvačný odpor. Ten při zrychlení působí proti pohybu vozidla, při brždění působí zase ve směru jízdy. Odpor zrychlení se skládá ze dvou částí, a to z odporu zrychlení posuvných částí a odporu zrychlení rotačních částí a vypočte se základního vztahu, který je závislý na momentech setrvačnosti motoru a převodového ústrojí, celkovém převodovém poměru, hmotnosti vozidla a dynamickém poloměru kola. Veličiny jako momenty setrvačnosti nebo celkový převodový poměr se složitě určují, proto se dají nahradit součinitelem rotačních hmot a je možno tak použít zjednodušený vztah, který je závislý právě na tomto součiniteli, hmotnosti vozidla a zrychlení vozidla. Součinitel vlivu rotačních hmot se u osobních automobilů pohybuje v rozmezí 1 – 1,8. Hodnoty jednotlivých veličin použitých při výpočtu odporu zrychlení jsou uvedeny v tabulce 4. [44] [47]

Výpočet odporu zrychlení:

$$O_z = \left[1 + \frac{(J_m \cdot i_c^2 + J_p \cdot i_r^2 \cdot \eta + \sum J_k)}{m_{max} \cdot r_d^2} \right] \cdot m_{max} \cdot a = \vartheta \cdot m_{max} \cdot a \text{ [N]} \quad (5)$$

kde:

J_m – moment setrvačnosti motoru [$\text{kg} \cdot \text{m}^2$]

J_p – moment setrvačnosti rotujících částí převodového ústrojí [$\text{kg} \cdot \text{m}^2$]

J_k – moment setrvačnosti kol vozidla [$\text{kg} \cdot \text{m}^2$]

i_c – celkový převodový poměr mezi motorem a koly vozidla [–]

i_r – převodový poměr rozvodovky [–]

m_{max} – maximální hmotnost vozidla [kg]

r_d – dynamický poměr penumatiky [m]

η – mechanická účinnost převodovky [–]

a – podélné zrychlení vozidla [$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$]

ϑ – součinitel vlivu rotačních hmot [–]

Tabulka 4: Hodnoty veličin použitých pro výpočet odporu zrychlení

ϑ [–]	a [$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$]	m_{max} [kg]
1,2	3,05	2100

3.1.5 VÝSLEDNÁ POTŘEBNÁ HNACÍ SÍLA

Součtem hodnot všech výše uvedených jízdních odporů dostaneme hnací sílu potřebnou pro uvedení vozidla do pohybu, případně pro udržení dané rychlosti vozidla. Hnací síla byla určena pro rozjezd, kde se auto rozjíždí z klidu a odpor vzduchu je tak nulový, pro dálniční rychlost 130 km/h, kde je uvažována konstantní rychlost je odpor zrychlení roven nule. [44]

$$F_H = O_v + O_f + O_s + O_z \text{ [N]} \quad (6)$$

Vypočtené výsledky všech jednotlivých jízdních odporů a potřebné hnací síly pro vybraný automobil jsou uvedeny v tabulce 5.

Tabulka 5: Přehled vypočtených hodnot jízdních odporů a hnací síly

Odpor vzduchu	O_v [N]	Pro rozjezd	0
		Pro rychlost 130 km/h	508,86
Valivý odpor	O_f [N]	Pro rozjezd	305,95
		Pro rychlost 130 km/h	217,39
Odpor stoupání	O_s [N]	Pro rozjezd	2893,53
		Pro rychlost 130 km/h	1236,8
Odpor zrychlení	O_z [N]	7686	
Potřebná hnací síla	F_H [N]	Pro rozjezd	10885,48
		Pro rychlost 130 km/h	1963,05

3.2 NÁVRH PŘEVODOVÝCH POMĚRŮ

Návrh převodových poměrů je jedním z nedůležitějších částí při návrhu převodovky. Nejprve byly určeny krajní rychlostní stupně převodovky, kdy při prvním rychlostním stupni, je cílem, aby se vozidlo v daných podmínkách rozjelo. Aby k rozjezdu došlo, musí být výstupní krouticí moment od motoru dostatečně znásoben. Pro zjištění celkového prvního převodového poměru byl nejprve na základě rozměru pneumatiky 235/40 R19 určen dynamický poloměr kola, kdy pro radiální pneumatiku je možné určit jako 92 % výpočtového dynamického poloměru. [3] [4]

$$r_{dyn'} = \frac{(b_p \cdot h_p \cdot 2 + d_{rim} \cdot 25,4)}{2} = \frac{(235 \cdot 0,4 \cdot 2 + 19 \cdot 25,4)}{2} = 335,8 \text{ [mm]} \quad (7)$$

kde:

b_p – šířka pneumatiky [mm]

h_p – boční profil pneumatiky [mm]

d_{rim} – průměr ráfku [inch]

$$r_{dyn} = 0,92 \cdot r_{dyn'} = 0,92 \cdot 335,8 = 308,48 \text{ [mm]} \quad (8)$$

kde:

$r_{dyn'}$ – výpočtový dynamický poloměr [mm]

Následně byl na základě vypočtené hnací síly, dynamického poloměru kola a točivého momentu určen samotný celkový první převodový poměr. Točivý moment pro rozjezd byl zvolen 290 Nm.

$$i_{prvni} = \frac{F_H \cdot r_{dyn}}{M_r} = \frac{10885,48 \cdot 0,309}{290} = 11,56 [-] \quad (9)$$

kde:

F_H – potřebná hnací síla pro rozjezd [N]

r_{dyn} – dynický poloměr kola [m]

M_r – točivý moment motoru pro rozjezd [Nm]

Při posledním sedmém rychlostním stupni je cílem udržovat konstantní vysokou rychlost automobilu při jízdě na dálnici rychlostí 130 km/h, tím pádem udržovat otáčky motoru v oblasti nejvyššího kroutícího momentu a docílit tak co nejoptimálnější spotřeby paliva. Otáčky při rychlosti 130 km/h jsou podle technické specifikace 2000 min⁻¹ a poslední celkový převodový stupeň je tak vypočten ze vztahu:

$$i_{posledni} = \frac{0,12 \cdot \pi \cdot n_{130} \cdot r_{dyn}}{v_{130}} = 1,79 [-] \quad (10)$$

kde:

n_{130} – otáčky motoru při rychlosti 130 km/h [min⁻¹]

r_{dyn} – dynický poloměr kola [m]

v_{130} – dovolená rychlost na dálnici v ČR [km/h]

Poté pro tento převodový poměr byla zpětně dopočtena hnací síla, která poté byla porovnána s potřebnou hnací silou pro rychlost 130 km/h vypočtenou v kapitole 3.1.5.

$$F_{H_kontrola} = \frac{M_{tmax} \cdot i_{posledni}}{r_{dyn}} = \frac{4001,79}{0,309} = 2320 [N] \quad (11)$$

kde:

M_{tmax} – maximální točivý moment motoru [Nm]

$i_{posledni}$ – celkový převodový poměr poslední rychlostního stupně [-]

r_{dyn} – dynický poloměr kola [m]

Výsledná hnací síla je o 357 N větší než potřebná hnací síla pro udržení vozu v dané rychlosti a navržený poslední celkový převodový poměr tak může být použit. Poté mohl být určen rozsah převodových stupňů R, což je poměr prvního celkového převodového poměru a posledního celkového převodového poměru.

$$R = \frac{i_{\text{první}}}{i_{\text{poslední}}} = \frac{11,56}{1,79} = 6,47 \quad [-] \quad (12)$$

kde:

$i_{\text{první}}$ – celkový převodový poměr prvního rychlostního stupně [-]

$i_{\text{poslední}}$ – celkový převodový poměr poslední rychlostního stupně [-]

Pro sedmistupňovou převodovku lze použít převody i_1 až i_7 . Poměr sousedních převodových poměrů představuje rozsah daného stupně a lze jej definovat jako kvocient q , který se vypočte:

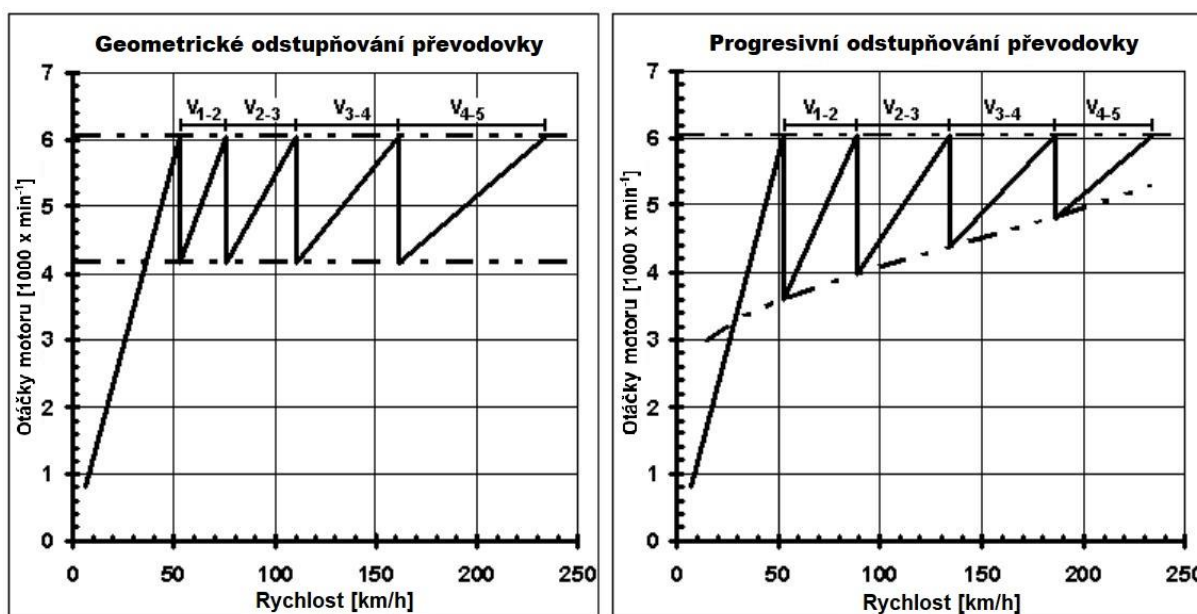
$$q_{(i-1),i} = \frac{i_{(i-1)}}{i_i} \quad [-] \quad (13)$$

kde:

$i_{(i-1)}$ – nižší převodový stupeň [-]

i_i – vyšší převodový stupeň [-]

Jestliže v případě sedmistupňové převodovky platí $q_{12} = q_{23} = q_{34} = q_{45} = q_{56} = q_{67} = q$ jedná se o geometrické odstupňování převodovky. To má ovšem pro využití v osobních automobilech značnou nevýhodu z důvodu velkého rozdílu rychlostí mezi jednotlivými sousedními převodovými stupni. Což má za následek časté řazení při nízkých převodových stupních a při vyšších rychlostech, kde je potřeba nejvíce energie a nedosahuje se takového zrychlení je rychlostních stupňů málo. Řešením tohoto nedostatku je tzv. progresivní odstupňování převodovky, kdy se kvocient q se snižujícím se převodem zmenšuje a v případě sedmistupňové převodovky platí $q_{1,2} > q_{2,3} > q_{3,4} > q_{4,5} > q_{5,6} > q_{6,7}$. Hlavní rozdíl mezi geometrickým a progresivním odstupňováním je nejlépe vidět na pilových diagramech, které jsou pro oba případy zobrazeny na obrázku 23. [1] [3] [48]



Obrázek 23: Pilové diagramy geometrického a progresivního odstupňování převodovky [48]

Díky progresivnímu odstupňování je dosaženo rychlostních intervalů vozu, ve kterých můžou pracovat dva sousední převody i a $i-1$. Dále musí být zajištěno nepřetočení motoru v případě, kdy je motor v oblasti maximálního momentu a dojde k podřazení. Platí, že s rostoucím počtem převodových stupňů se v trakčním diagramu vozidla přibližujeme čím dál více křivce konstantního výkonu. Nicméně vyšší počet stupňů znamená, také větší hmotnost, rozměry a náklady. Stupeň progresivity lze také zvolit tak, že poměr dvou po sobě jdoucích kvocientů q je konstantní, platí tedy:

$$\frac{q_{1,2}}{q_{2,3}} = \frac{q_{2,3}}{q_{3,4}} = \frac{q_{3,4}}{q_{4,5}} = \frac{q_{4,5}}{q_{5,6}} = \frac{q_{5,6}}{q_{6,7}} = y = konst. \quad (14)$$

kde:

$q_{(i-1),i}$ – rozsah příslušného převodového stupně [–]

y – faktor progresy [–]

Rozsah převodových stupňů R_7 pro sedmistupňovou převodovku pak lze vyjádřit jako:

$$R_7 = \frac{i_1}{i_7} \quad (15)$$

$$R_7 = \frac{i_1}{i_2} \cdot \frac{i_2}{i_3} \cdot \frac{i_3}{i_4} \cdot \frac{i_4}{i_5} \cdot \frac{i_5}{i_6} \cdot \frac{i_6}{i_7} \quad (16)$$

$$R_7 = q_{1,2} \cdot q_{2,3} \cdot q_{3,4} \cdot q_{4,5} \cdot q_{5,6} \cdot q_{6,7} \quad (17)$$

$$R_7 = y^5 \cdot q_{6,7} \cdot y^4 \cdot q_{6,7} \cdot y^3 \cdot q_{6,7} \cdot y^2 \cdot q_{6,7} \cdot y \cdot q_{6,7} \cdot q_{6,7} \quad (18)$$

$$R_7 = y^{15} \cdot q_{6,7}^6 \quad (19)$$

kde:

R_7 – rozsah rychlostních stupňů sedmistupňové převodovky [–]

i_i – převodový poměr příslušného stupně [–]

$q_{(i-1),i}$ – rozsah příslušného převodového stupně [–]

y – faktor progresy [–]

Dále pak lze vyjádřit faktor progresy y , kde rozsah převodových stupňů je znám z výpočtu z rovnice 12 a nejmenší poměr sousedních převodů byl zvolen $q_{6,7} = 1,08$.

$$y = \sqrt[15]{\frac{R_7}{q_{6,7}^6}} \quad [–] \quad (20)$$

Nyní je možno dopočíst ostatní celkové převodové poměry $i_{(i-1),i}$, přičemž nejvyšší převodový poměr i_7 je roven krajnímu celkovému převodovému poměru vypočtenému v rovnici 10.

$$i_{7_celk} = i_{poslední} [-] \quad (21)$$

Poté byly dopočteny ostatní celkové převodové poměry a následně podle rovnice 13 dopočteny ostatní rozsahy převodových stupňů. Hodnoty celkových převodových poměrů jsou pak vyneseny v tabulce 6, hodnoty rozsahů převodových stupňů v tabulce 7.

$$i_{i_celk} = i_{(i+1)_celk} \cdot y^{6-i} [-] \quad (22)$$

kde:

i_{i_celk} – celkový převodový poměr příslušného stupně [-]

y – faktor progrese

Tabulka 6: Přehled vypočítaných celkových převodových poměrů

První celkový převodový poměr	$i_{1_celk} [-]$	11,56
Druhý celkový převodový poměr	$i_{2_celk} [-]$	6,7
Třetí celkový převodový poměr	$i_{3_celk} [-]$	4,26
Čtvrtý celkový převodový poměr	$i_{4_celk} [-]$	2,98
Pátý celkový převodový poměr	$i_{5_celk} [-]$	2,29
Šestý celkový převodový poměr	$i_{6_celk} [-]$	1,93
Sedmý celkový převodový poměr	$i_{7_celk} [-]$	1,79

Tabulka 7: Přehled vypočtených rozsahů převodových poměrů

Rozsah prvního a druhého stupně	$q_{1,2} [-]$	1,73
Rozsah druhého a třetího stupně	$q_{2,3} [-]$	1,57
Rozsah třetího a čtvrtého stupně	$q_{3,4} [-]$	1,43
Rozsah čtvrtého a pátého stupně	$q_{4,5} [-]$	1,3
Rozsah pátého a šestého stupně	$q_{5,6} [-]$	1,19
Rozsah šestého a sedmého stupně	$q_{6,7} [-]$	1,08

V posledním kroku tak mohli být dopočteny jednotlivé převodové poměry navrhované převodovky. Byl zvolen 5. převodový poměr $i_5 = 0,76$, přičemž nižší převodové stupně jsou převody „do pomala“, respektive čtvrtý převodový stupeň je přímý záběr a vyšší převodové stupně jsou převody „do rychla“. Dále byl zvolen převodový poměr zpětného chodu $i_R = 3,49$ a dopočítán převodový poměr koncového převodu.

Pro převody „do pomala“ (v případě navrhované převodovky $i = 1$ až 4):

$$i_i = i_{i+1} \cdot q_{i,(i+1)} [-] \quad (23)$$

Pro převody „do rychla“ (v případě navrhované převodovky $i = 6$ a 7):

$$i_i = \frac{i_{i+1}}{q_{i,(i+1)}} [-] \quad (24)$$

Převodový poměr koncového převodu:

$$i_0 = \frac{i_{i_celk}}{i_i} [-] \quad (25)$$

Návrh jednotlivých převodových poměrů ovšem není konečný, hodnoty se při dalším návrhu mohou změnit, a to jednak díky tomu, že ozubená kola mají celý počet zubů a taky z dalších důvodů při konstrukci. Výsledné hodnoty prvotního návrhu převodových poměrů jsou uvedeny v tabulce 8.

Tabulka 8: Přehled prvotního návrhu převodových poměrů

$i_1[-]$	$i_2[-]$	$i_3[-]$	$i_4[-]$	$i_5[-]$	$i_6[-]$	$i_7[-]$	$i_R[-]$	$i_0[-]$
3,84	2,26	1,42	1	0,76	0,64	0,59	3,49	3,04

3.3 NÁVRH USPOŘÁDÁNÍ PŘEVODOVKY

Při základním návrhu uspořádání převodovky bylo vycházeno z výše vypočítaných převodových poměrů, a také ze základních parametrů ozubených kol. Nejprve byl navržen modul ozubených kol $m = 2$ mm. Poté byly navrženy počty zubů pastorku a následně přes příslušný převodový poměr dopočítány počty zubů spoluzabírajících ozubených kol.

$$z_{i_ok} = i_i \cdot z_{i_p} [-] \quad (26)$$

kde:

z_{i_ok} – počet zubů spoluzabírajícího ozubeného kola

i_i – příslušný převodový poměr

z_{i_p} – Počet zubů pastorku

Z navržených počtů zubů byly poté dopočítány průměry roztečných kružnic pastorku a spoluzabírajícího ozubeného kola. Přehled počtu zubů a průměrů roztečných kružnic všech ozubených kol dopředných rychlostí je v tabulce 9, přehled počtu zubů a roztečných kružnic zpětného chodu a koncového převodu je v tabulce 10.

$$d_i = m \cdot z_i \text{ [mm]} \quad (27)$$

kde:

d_i – průměr roztečné kružnice [mm]

m – modul [mm]

z_i – počet zubů příslušného ozubeného kola [–]

Tabulka 9: Přehled navržených počtů zubů a roztečných kružnic pro dopředné rychlosti

Převodový stupeň	1.	2.	3.	4.	5.	6.	7.
Počet zubů pastorku [–]	21	31	41	49	51	54	60
Počet zubů ozubeného kola [–]	81	70	60	52	44	40	35
Roztečná kružnice pastorku [mm]	42	62	82	98	102	108	120
Roztečná kružnice ozubeného kola [mm]	162	140	120	104	88	80	70

Tabulka 10: Přehled počtu zubů a roztečných kružnic pro zpětný chod a koncový převod

		Počet zubů [–]	Průměr roztečné kružnice [mm]
Zpětný chod	Pastorek	31	62
	Ozubeného mezikola	64	128
		42	84
	Ozubené kolo	71	142
Koncový převod	Pastorek na všech předlohových hřídelích	30	60
	Výstupní kolo na výstupní hřídeli	91	182

Dále byly určeny osové vzdálenosti mezi spoluzabírajícími ozubenými koly. Protože jsou ozubená kola na stejných hřídelích, musí být tyto osové vzdálenosti stejné. Byly určeny dvě osové vzdálenosti, jedna pro první až čtvrtý stupeň a druhá osová vzdálenost pro pátý až sedmý stupeň. Dále byla určena osová vzdálenost ozubeného kola a mezikola zpětného chodu, a nakonec osová vzdálenost mezi předlohovými hřídeli a výstupní hřídelí. Přehled všech osových vzdáleností je uveden v tabulce 11.

Výpočet osové vzdálenosti:

$$a_i = \frac{d_{i,p} + d_{i,ok}}{2} \text{ [mm]} \quad (28)$$

kde:

a_i – osová vzdálenost ozubených kol [mm]

$d_{i,p}$ – průměr roztečné kružnice pastorku [mm]

$d_{i,ok}$ – průměr roztečné kružnice spoluzabírajícího ozubeného kola [mm]

Tabulka 11: Přehled osových vzdáleností

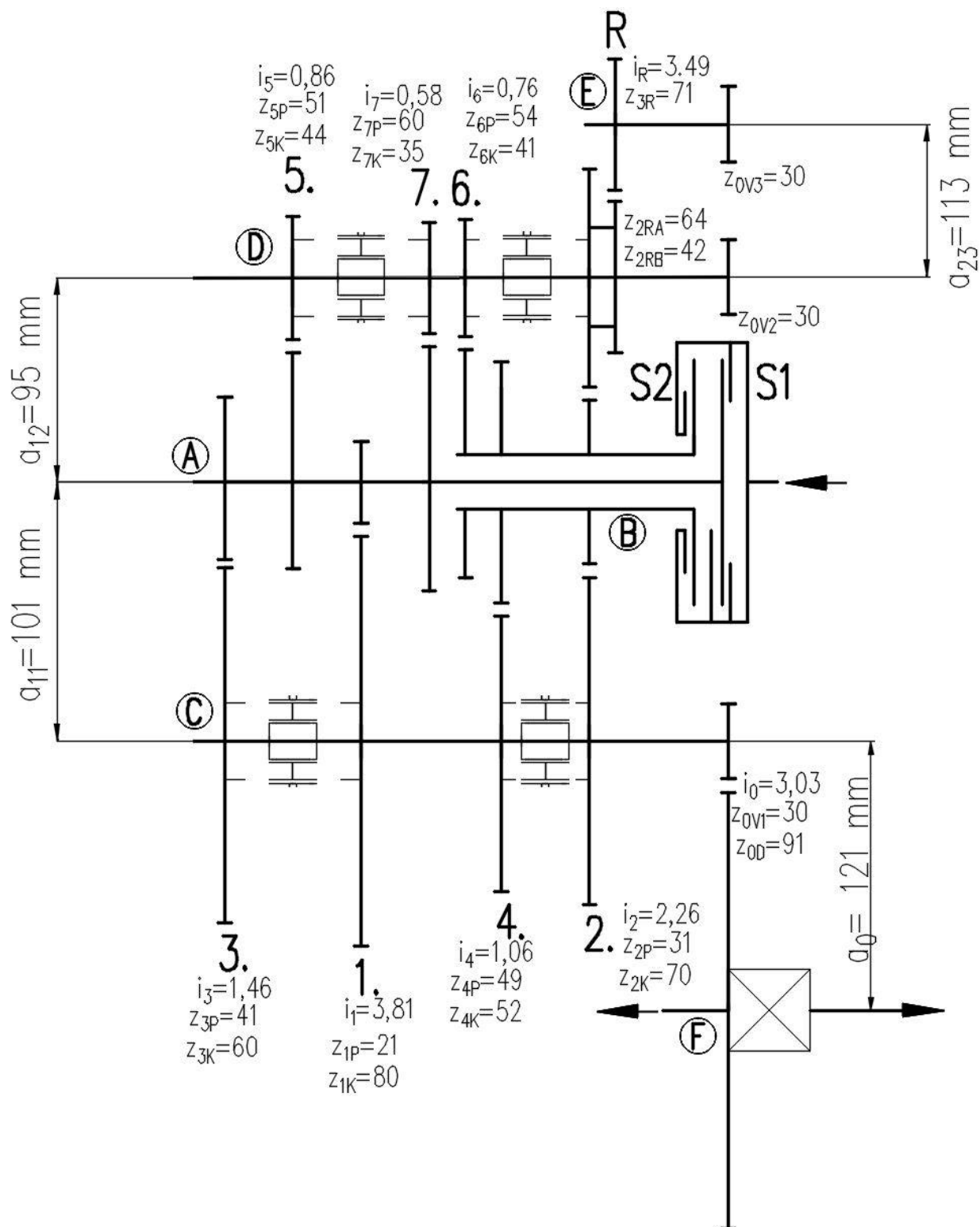
Osová vzdálenost mezi vstupními a předlohou hřídelí 1	a_{11} [mm]	101
Osová vzdálenost mezi vstupními a předlohou hřídelí 2	a_{12} [mm]	95
Osová vzdálenost mezi předlohou hřídelí 2 a předlohou hřídelí pro zpětný chod	a_{23} [mm]	113
Osová vzdálenost mezi předlohovými hřídeli a výstupní hřídelí	a_0 [mm]	121

V posledním kroku pak byly přepočítány převodové poměry jednotlivých stupňů, které se změnily hlavně vlivem návrhu počtu zubů, kdy musely být počty zubů spoluzabírajících ozubených kol zvoleny tak, aby byla dosažena stejná osová vzdálenost u soukolí, která jsou uložena na stejných hřídelích. Dalším vlivem změny převodového poměru bylo pak zaokrouhlení hodnoty počtu zubů na celé číslo. Výsledné hodnoty převodových poměrů jsou zobrazeny a následně porovnány s převodovými poměry jiných konkurenčních sedmistupňových dvoutokých převodovek používaných v sériové výrobě v tabulce 12.

Tabulka 12: Převodové poměry vybraných sedmistupňových dvoutokých převodovek [49] [50] [51]

Navrhovaná převodovka	Volkswagen Passat 2.0 BiTDI 240 hp DSG - 7	Škoda Superb 1.8 TSI 180 hp DSG - 7	Hyundai i30 1.6 CRDi 110 hp 7DCT
$i_1 = 3,81$	$i_1 = 3,80$	$i_1 = 3,77$	$i_1 = 3,79$
$i_2 = 2,26$	$i_2 = 2,53$	$i_2 = 2,27$	$i_2 = 2,26$
$i_3 = 1,46$	$i_3 = 1,68$	$i_3 = 1,53$	$i_3 = 1,96$
$i_4 = 1,06$	$i_4 = 1,02$	$i_4 = 1,13$	$i_4 = 1,02$
$i_5 = 0,86$	$i_5 = 0,79$	$i_5 = 1,18$	$i_5 = 0,78$
$i_6 = 0,76$	$i_6 = 0,76$	$i_6 = 0,96$	$i_6 = 0,87$
$i_7 = 0,58$	$i_7 = 0,57$	$i_7 = 0,80$	$i_7 = 0,68$
$i_0 = 3,03$	$i_0 = 3,00$	$i_0 = 3,23$	$i_0 = 3,09$
$i_R = 3,49$	$i_R = 2,79$	$i_R = 4,17$	$i_R = 5,07$

Jelikož je navrhována dvouspojková převodovka, musí zde být použity dvě vstupní hřídele, kdy každá je spojena s jednou spojkou. Stejně, jako u většiny dvoutokých převodovek bylo zvoleno uspořádání plné hřídele, na které je nasazena druhá dutá hřídel. Díky tomu, že se převody řadí střídavým přepínáním spojek, jsou na plné hřídeli umístěna ozubená kola lichých převodových stupňů a na duté hřídeli jsou ozubená kola sudých převodových stupňů. Převodovka je montována společně s motorem, který je uložen příčně, proto pro zkrácení celkové délky převodovky, byla navržena koncepce se dvěma předlohovými hřídeli. Na první předlohovému hřídeli jsou ozubená kola prvního, druhého, třetího a čtvrtého stupně a všechny tyto převody jsou převody „do pomala“. Na druhé předlohovému hřídeli se nachází ozubená kola pátého, šestého a sedmého stupně, kdy se ve všech případech jedná o převod „do rychla“. Dále byla navržena předlohovému hřídeli pro zpětný chod, u kterého je točivý moment od motoru veden přes dutou vstupní hřídel, dále přes pastorek druhého převodového stupně, přes otočně uložené zdvojené ozubené mezikolo na druhé předlohovému hřídeli, až na ozubené kolo na předlohovému hřídeli pro zpětný chod. Na konci každé předlohovému hřídele se nachází pastorky koncového převodu, které jsou spojeny ozubeným kolem koncového převodu na výstupní hřídeli, která je pak dále spojena s diferenciálem, ze kterého už přenášený točivý moment vystupuje na kola vozidla. Řazení jednotlivých stupňů je prováděno pomocí řadících synchronizačních spojek. Ty jsou všechny umístěny na předlohových hřídelích. Na první předlohovému hřídeli se nachází synchronizační spojka mezi ozubených kolem prvního a třetího převodového stupně a mezi ozubeným kolem druhého a čtvrtého převodového stupně. Na druhé předlohovému hřídeli se nachází synchronizační spojka mezi pátým a sedmým ozubeným kolem a pak jednostranná synchronizační spojka pro zařazení šestého rychlostního stupně. Na předlohovému hřídeli pro zpětný chod se pak nachází jednostranná řadící spojka pro zařazení zpětného chodu. Celé kinematické schéma navrhované převodovky je na obrázku 24.



Obrázek 24: Kinematické schéma navrhované převodovky,
 A - Vstupní hřídel 1, B - Vstupní hřídel 2, C - Předlohová hřídel 1, D - Předlohová hřídel 2,
 E - Předlohová hřídel pro zpětný chod, F - Výstupní hřídel

4 NÁVRH A VÝPOČET FUNKČNÍCH ČÁSTÍ PŘEVODOVKY

Následující kapitola se zabývá základními konstrukčními výpočty a tvorbou 3D modelu převodového mechanismu. Návrh se zabýval hlavně třemi základními skupinami komponent, a to ozubenými koly, hřídelemi a ložisky. Všechny tyto součásti byly postupně navrženy a následně poskládány do sestavy převodového ústrojí. Ostatní součásti ústrojí, jako synchronizační řadící spojky nebo řadící vidlice nebyly v této práci početně řešeny. Jelikož byl hlavní výpočet poměrně rozsáhlý, byl proveden v programu PTC Mathcad Prime 5.0.0.0, 3D modely pak byly vytvořeny a sestaveny v softwaru PTC Creo Parametric 4.0 M080. [4] [52]

4.1 OZUBENÁ KOLA

Ozubená kola jsou jednou z nejdůležitější, ale také zároveň nejsložitější součástí celé převodovky, a to jak po výrobní, konstrukční, tak i teoretické stránce. Tyto převody pracují s velkou účinností, jsou to převody tvarové a mají tedy stálý převodový poměr. Jejich návrh je poměrně obtížný a je třeba brát v potaz velké množství parametrů, které pak mohou ovlivnit výslednou životnost a záběrové schopnosti soukolí. V automobilních převodovkách se nejčastěji přenáší točivý moment mezi dvěma rovnoběžnými hřídeli, a proto se nejčastěji používají čelní ozubená kola se šikmými zuby. Boční křivky těchto zubů tvoří šroubovice. Boční křivky ozubeného hřebene jsou pak tvořeny přímkami, které jsou odkloněny od přímých zubů o úhel sklonu zubu. Výhodou těchto soukolí je ve srovnání s čelními ozubenými koly s přímými zuby tišší chod. Hlavní nevýhodou je vznik axiální síly a ohybového momentu, což má negativní vliv na namáhání ložisek a hřídelí. Všechna ozubená kola v navrhované převodovce jsou tedy čelní ozubená kol se šikmými zuby. Výpočet ozubených kol byl proveden pomocí softwaru Generátor čelních ozubených kol verze 2020, který je součástí programu Autodesk Inventor Professional 2020. [4] [52]

4.1.1 VOLBA MATERIÁLU OZUBENÝCH KOL

Ozubená soukolí v automobilních převodovkách pracují ve vysokých otáčkách a jsou zatěžována poměrně velkými silami. Proto je pro tato soukolí doporučeno volit konstrukčně slitinovou ocel, která je ušlechtilá a chemicko-tepelně zpracovaná. Byl zvolen materiál všech ozubených kol ocel 14NiCr18 (ČSN 16 523), výjimkou je pouze pastorek soukolí prvního převodu, kde z důvodu malého průměru je jeho ozubení vyrobeno přímo na vstupní hřídeli, která je vyrobena z materiálu 16MnCr5 (ČSN 14 220). Zuby jednotlivých kol jsou pak tepelně zpracovány kalením a cementováním. Přehled vybraných materiálových vlastností oceli 14NiCr18 je v tabulce 13. [4]

Tabulka 13: Přehled vybraných materiálových vlastností oceli 14NiCr18

Mez pevnosti v tahu	R_m [MPa]	1130
Mez kluzu v tahu	R_e [MPa]	885
Modul pružnosti v tahu	E [MPa]	206000
Poissonova konstanta	μ [-]	0,3
Mez únavy v ohybu	σ_{Flim} [MPa]	740
Mez únavy v dotyku	σ_{Hlim} [MPa]	1330
Tvrдость v jádře zubu	JHV [-]	210
Tvrдость na boku zubu	VHV [-]	650
Bázový počet zatěžovacích cyklů v ohybu	N_{Flim} [-]	3000000
Bázový počet zatěžovacích cyklů v dotyku	N_{Hlim} [-]	100000000
Exponent Wöhlerovy křivky pro ohyb	q_F [-]	9
Exponent Wöhlerovy křivky pro dotyk	q_H [-]	10
Zpracování materiálu		4

4.1.2 VÝPOČET PARAMETRŮ OZUBENÝCH KOL

Vstupními parametry u výpočtu parametrů ozubených kol byly základní parametry ozubení, které byly vypočítány při koncepčním návrhu v kapitole 3.3, kde byly určeny jednotlivé převodové poměry, modul ozubení $m = 2$ mm, počty zubů jednotlivých kol a také osové vzdálenosti soukolí. Dále byl určen úhel záběru $\alpha = 20^\circ$ a úhel sklonu zubů $\beta = 15^\circ$. Byla také navržena šířka ozubení z doporučeného intervalu:

$$9 \cdot m \leq b \leq 14 \cdot m \text{ [mm]} \quad (29)$$

kde:

m – modul [mm]

b – šířka ozubení [mm]

Šířka ozubených kol tak byla zvolena $b = 24,5$ mm, výjimkou bylo ozubení prvního stupně, kde kvůli velkému zatížení byla zvolena šířka ozubení $b_1 = 30$ mm. Ozubení koncového převodu má pak opět šířku $b_0 = 30$ mm. Na základě těchto vstupních parametrů byly pomocí generátoru ozubených kol v programu Autodesk Inventor vypočteny zbylé parametry všech ozubených kol. Přehled vypočtených parametrů pro ozubení prvního převodového stupně, který

přenáší nejvyšší zatížení je v tabulce 14 a tabulce 15. Parametry ostatních soukolí jsou uvedeny v příloze P1.

Tabulka 14: Přehled společných parametrů ozubeného soukolí prvního rychlostního stupně

Převodový poměr	i [-]	3,8095
Požadovaný převodový poměr	i_{in} [-]	3,81
Modul	m [mm]	2
Úhel sklonu zubů	β [°]	15
Úhel profilu	α [°]	20
Vzdálenost os	a [mm]	104,19
Roztečná vzdálenost os	a_r [mm]	104,563
Celková jednotková korekce	x_{celk} [-]	-0,1842
Rozteč zubů	p [mm]	6,283
Základní rozteč	p_{tb} [mm]	6,087
Provozní úhel záběru	α_w [°]	19,4069
Čelní úhel záběru	α_t [°]	20,6469
Čelní provozní úhel záběru	α_{tw} [°]	20,0952
Základní úhel sklonu	β_b [°]	14,0761
Čelní modul	m_t [mm]	2,071
Čelní rozteč	p_t [mm]	6,505
Součinitel trvání záběru	ε [-]	2,8808
Součinitel záběru profilu	ε_α [-]	1,645
Součinitel záběru kroku	ε_β [-]	1,2358
Zaručená boční vůle	j_{nmin} [mm]	0,054
Mezní úchylka vzdálenosti os	f_a [mm]	0,028
Mezní úchylka rovnoběžnosti os	f_x [mm]	0,009
Mezní úchylka rovnoběžnosti os	f_y [mm]	0,0045

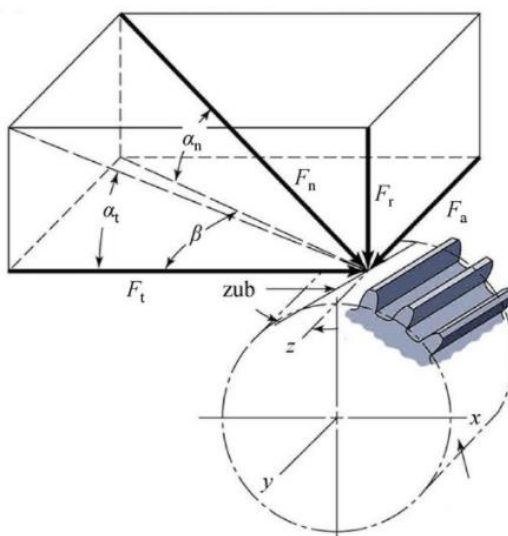
Tabulka 15: Přehled parametrů jednotlivých ozubených kol prvního převodového stupně

		Pastorek	Ozubené kolo
Počet zubů	z [-]	21	80
Jednotkové posunutí	x [-]	-0,0383	-0,1459
Průměr roztečné kružnice	d [mm]	43,482	165,644
Průměr hlavové kružnice	d_a [mm]	47,319	169,051
Průměr patní kružnice	d_f [mm]	38,328	160,061
Průměr základní kružnice	d_b [mm]	40,689	155,005
Pracovní roztečný průměr	d_w [mm]	43,326	165,053
Šířka ozubení	b [mm]	30	30
Šířkový poměr	b_r [-]	0,6899	0,1811
Výška hlavy zubu	h_a [mm]	2	2
Výška paty zubu	h_f [mm]	2,5	2,5
Hlavová vůle	c^* [-]	0,25	0,25
Zaoblení paty	r_f^* [-]	0,35	0,35
Tloušťka zubu	s [mm]	3,086	2,929
Čelní tloušťka zubu	s_t [-]	3,195	3,032
Tloušťka zubu na těživě	t_c [mm]	$2,725_{-0,077}^{-0,033}$	$2,587_{-0,104}^{-0,046}$
Výška hlavy zubu nad těživou	a_c [mm]	1,423	1,233
Rozměr přes zuby	W [mm]	$15,358_{-0,072}^{-0,031}$	$64,269_{-0,097}^{-0,043}$
Rozměr přes zuby	z_w [-]	3	11
Rozměr přes válečky (kuličky)	M [mm]	$48,176_{-0,160}^{-0,090}$	$170,110_{-0,250}^{-0,145}$
Průměr válečku (kuličky)	d_M [mm]	3,5	3,5
Mezní úchylka sklonu zubu	F_β [mm]	0,009	0,009
Mezní obvodové házení ozubení	F_{oh} [mm]	0,025	0,036

Mezní úchylka čelní rozteče	f_{pt} [mm]	0,01	0,011
Mezní úchylka základní rozteče	f_{pb} [mm]	0,0095	0,01
Náhradní počet zubů	z_v [-]	23,108	88,029
Virtuální roztečný průměr	d_n [mm]	46,215	176,058
Virtuální hlavový průměr	d_{an} [mm]	50,053	179,465
Virtuální průměr základní kružnice	d_{bn} [mm]	43,428	165,441
Jednotková korekce bez zúžení	x_z [-]	0,4054	-1,4545
Jednotková korekce bez podříznutí	x_p [-]	-0,3318	-4,129
Jednotkové posunutí s dovol. podříznutím	x_d [-]	-0,5018	-4,299
Snížení hlavy zubu	k [-]	0,0024	0,0024
Jednotková šířka hlavy zubu	s_a [-]	0,7197	0,8160
Hlavový úhel profilu	α_a [°]	30,2894	22,9632

4.1.3 SILOVÉ PŮSOBENÍ NA OZUBENÍ

Při výpočtu sil působících mezi ozubenými koly se spojité zatížení nahrazuje osamělými silami, které leží ve valivém bodě uprostřed šířky ozubení. V případě čelních ozubených kol se šikmými zuby je normálová síla rozložena na obvodovou sílu F_t , radiální sílu F_r , a axiální sílu F_a viz. obrázek 25. [52]



Obrázek 25: Síly působící na čelní ozubené soukolí se šikmými zuby [52]

F_n – Normálová síla [N], F_t – Obvodová síla [N], F_r – Radiální síla [N], F_a – axiální síla [N],
 α_n – normální úhel záběru [°], α_t – čelní úhel záběru [°], β – úhel sklonu zubů [°]

Vstupním parametrem pro výpočet těchto sil je točivý moment od spalovacího motoru. Pro zvolené vozidlo je maximální hodnota tohoto momentu $M_{tmax} = 400 \text{ Nm}$. Je nutné ale pro nejnižší převodové stupně ověřit, zda by při zatížení tak velkým momentem nedošlo k prokluzu kol a případně stanovit moment, kdy k prokluzu kol nedojde. Zde se vycházelo z rozložení zatížení na jednotlivé nápravy, pro řešený automobil to je 58 % zatížení na přední nápravě a 42 % na zadní nápravě. Dále pak ze součinitele přilnavosti pro asfaltový povrch μ_{asfalt} , jehož hodnota byla zvolena $\mu_{asfalt} = 0,8$. Na základě těchto údajů mohla být vypočtena maximální hnací síla na přední nápravě, kdy nedojde k prokluzu kol:

$$F_{H_front} = \mu_{asfalt} \cdot g \cdot 0,58 \cdot m_{max} [N] \quad (30)$$

kde:

F_{H_front} – maximální hnací síla na přední nápravě, kdy nedojde k prokluzu kol [N]

μ_{asfalt} – součinitel přilnavosti asfaltu [–]

g – gravitační zrychlení [$m \cdot s^{-2}$]

m_{max} – maximální hmotnost automobilu [kg]

Následně pak byl na základě této síly, dynamického poloměru kola, celkového převodového poměru a účinnosti převodovky, která byla zvolena $\eta = 0,9$ vypočítán maximální točivý moment od motoru, kdy nedojde k prokluzu kol. Tento moment byl spočítán pro krajní převody prvního stupně a zpětného chodu a jejich hodnoty jsou vyneseny v tabulce 16. Následně byl také tento moment vypočítán pro druhý rychlostní stupeň, ten byl ale větší než maximální točivý moment motoru, z čehož vyplývá, že při přenosu maximálního momentu $M_{tmax} = 400 \text{ Nm}$ k prokluzu kol u tohoto rychlostního stupně nedojde. Nedojde k prokluzu ani u vyšších rychlostních převodů, protože jejich převodové poměry jsou menší než vyšší než převodový poměr prověřovaného druhého rychlostního stupně.

Výpočet momentu, kdy nedojde k prokluzu kol:

$$M_{t_prokluz} = \frac{F_{H_front} \cdot r_{dyn}}{i_{i_celk} \cdot \eta} [Nm] \quad (31)$$

kde:

$M_{t_prokluz}$ – maximální točivý moment, kdy nedojde k prokluzu kol [Nm]

F_{H_front} – maximální hnací síla na přední nápravě, kdy nedojde k prokluzu kol [N]

r_{dyn} – dynamický poloměr kola [m]

i_{i_celk} – celkový převodový poměr příslušného stupně [–]

η – účinnost převodovky [–]

Tabulka 16: Přehled točivých momentů, kdy nedojde k prokluzu kol

Pro první rychlostní stupeň	$M_{t_prokluz1} [Nm]$	282,94
Pro zpětný chod	$M_{t_prokluzR} [Nm]$	308,99

Pokud známe vstupní momenty všech ozubení, můžeme tak dopočítat síly působící v ozubení. Ze vstupního momentu a roztečné kružnice příslušného ozubeného kola lze zjistit obvodovou sílu ze vztahu:

$$F_{ti} = \frac{2 \cdot M_{ti}}{d_{i,p}} [N] \quad (32)$$

kde:

F_{ti} – obvodová síla působící na ozubení převodu i – tého stupně $[N]$

M_{ti} – vstupní točivý moment příslušného převodu i – tého stupně $[Nm]$

$d_{i,p}$ – průměr roztečné kružnice pastorku převodu i – tého stupně $[m]$

Následně pak lze z obvodové síly F_t dopočítat pomocí goniometrických funkcí na základě čelního úhlu záběru α_t a úhlu sklonu zubu β radiální sílu F_R a axiální sílu F_a . Přehled vstupního momentu, obvodové, radiální a axiální síly pro všechny převodové stupně je uveden v tabulce 17.

$$F_{Ri} = F_{ti} \cdot \tan \alpha_t [N] \quad (33)$$

kde:

F_{Ri} – radiální síla působící na ozubení převodu i – tého stupně $[N]$

F_{ti} – obvodová síla působící na ozubení převodu i – tého stupně $[N]$

α_t – čelní úhel záběru $[^\circ]$

$$F_{ai} = F_{ti} \cdot \tan \beta [N] \quad (34)$$

F_{ai} – axiální síla působící na ozubení převodu i – tého stupně $[N]$

F_{ti} – obvodová síla působící na ozubení převodu i – tého stupně $[N]$

β – úhel sklonu zubů $[^\circ]$

Tabulka 17: Vstupní momenty a síly působící v ozubení pro jednotlivé rychlostní stupně

Rychlostní stupeň	Vstupní moment M_t [Nm]	Obvodová síla F_t [N]	Radiální síla F_r [N]	Axiální síla F_a [N]
1.	282,94	13473,29	5076,87	3610,16
2.	400	12903,23	4862,06	3457,41
3.	400	9756,1	3676,19	2614,14
4.	400	8163,27	3076	2187,34
5.	400	7843,14	2955,57	2101,56
6.	400	7407,41	2791,18	1984,81
7	400	6666,67	2512,07	1786,32
R	308,99	9967,45	3755,83	2670,77

Při určení silového působení v ozubení koncového převodu záleží na tom, jaký převodový stupeň je právě zařazen, na základě převodového poměru příslušného převodu a účinnosti se určí točivý moment, který vystupuje přes ozubení koncového převodu na výstupní hřídel.

$$M_{t_{outi}} = M_{ti} \cdot i_i \cdot \eta \text{ [Nm]} \quad (35)$$

kde:

$M_{t_{outi}}$ – točivý moment vystupující přes ozubení koncového převodu při zařazeném rychlostním stupni i

M_{ti} – vstupní točivý moment příslušného i – tého převodu [Nm]

i_i – příslušný převodový poměr

η – účinnost převodovky [–]

Z takto získaných výstupních točivých momentů, lze snadno podle rovnic 32, 33, 34 dopočítat obvodovou, radiální a axiální sílu působící na ozubení koncového převodu. Přehled výstupních momentů na koncový převod a přehled sil působících na ozubení koncového převodu při daném zařazeném stupni je uveden v tabulce 18. Tato silová zatížení ozubených kol jsou důležité také pro pozdější návrh jednotlivých hřídelí a jejich ložisek.

Tabulka 18: Výstupní momenty a síly v ozubení koncového převodu při daném rychlostním stupni

Zařazený rychlostní stupeň	Výstupní točivý na konc. převod M_{t_out} [Nm]	Obvodová síla F_{t_out} [N]	Radiální síla F_{r_out} [N]	Axiální síla F_{a_out} [N]
1.	970,08	32335,89	12184,48	8664,38
2.	812,9	27096,77	10210,33	7260,56
3.	526,83	17560,98	6617,15	4705,45
4.	382,04	12734,69	4798,56	3412,25
5.	310,59	10352,94	3901,09	2774,06
6.	273,33	9111,11	3433,16	2441,32
7	210	7000	2637,67	1875,64
R	970,55	32351,51	12190,36	8668,56

4.1.4 PEVNOSTNÍ VÝPOČET OZUBENÍ

Podle normy ČSN 01 46 byl pomocí generátoru ozubených kol v programu Autodesk Inventor Professional proveden pevnostní výpočet všech soukolí. Tento pevnostní výpočet je založen na výpočtu vetknutého nosníku a pro zahrnutí vnějších vlivů obsahuje velké množství součinitelů. Výstupem z těchto výpočtů jsou součinitele bezpečnosti na únavové poškození v dotyku S_H a ohybu S_F a součinitele statické bezpečnosti pro dotyk S_{Hst} a ohyb S_{Fst} . Vstupními hodnotami tohoto výpočtu byly materiálové vlastnosti ozubených kol, výše vypočtené parametry ozubených kol a také součinitele přídavných zatížení, součinitele pro dotyk a součinitele pro ohyb. Volba jednotlivých skupin součinitelů pro vybraný první převodový stupeň je uvedena v tabulce 19, tabulce 20 a tabulce 21. Výsledné součinitele bezpečnosti jsou uvedeny v tabulce 22. Pevnostní výpočty ozubených kol ostatních převodových stupňů jsou součástí přílohy P1. [52]

Tabulka 19: Součinitele přídavných zatížení pro první rychlostní stupeň

		Pastorek	Oz. kolo
Součinitel vnějších dynamických sil	K_A [-]	1,35	1,35
Součinitel vnitřních dynamických sil	K_{Hv} [-]	1,071	1,071
Součinitel nerovnoměrnosti zatížení po šířce	$K_{H\beta}$ [-]	1,176	1,176
Součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů	$K_{H\alpha}$ [-]	1	1
Součinitel jednorázového přetížení	K_{As} [-]	1	1

Tabulka 20: Součinitelé pro dotyk pro první rychlostní stupeň

		Pastorek	Oz. kolo
Součinitel mechanických vlastností	$Z_E [-]$	189,812	189,812
Součinitel tvaru spoluzabírajících zubů	$Z_H [-]$	2,3	2,3
Součinitel délky dotyku	$Z_\epsilon [-]$	0,77	0,77
Součinitel jednopárového záběru	$Z_B [-]$	1	1
Součinitel životnosti	$Z_N [-]$	1	1
Součinitel maziva	$Z_L [-]$	0,97	0,97
Součinitel výchozí drsnosti zubů	$Z_R [-]$	1,006	1,006
Součinitel obvodové rychlosti	$Z_v [-]$	1,25	1,25
Součinitel sklonu zubu	$Z_\beta [-]$	0,983	0,983
Součinitel velikosti	$Z_X [-]$	1	1
Součinitel párování materiálu	$Z_W [-]$	1	1
Součinitel mechanických vlastností	$Z_E [-]$	189,812	189,812

Tabulka 21: Součinitele pro ohyb pro první rychlostní stupeň

Součinitel tvaru zubu	$Y_{Fa} [-]$	2,739	2,255
Součinitel koncentrace napětí	$Y_{Sa} [-]$	1,514	1,695
Součinitel přidavného vrubu v patě zubu	$Y_{Sag} [-]$	1	1
Součinitel sklonu zubu	$Y_\beta [-]$	0,846	0,846
Součinitel délky dotyku	$Y_\epsilon [-]$	0,608	0,608
Součinitel střídavého zatížení	$Y_A [-]$	1	1
Součinitel technologie výroby	$Y_T [-]$	1	1
Součinitel životnosti	$Y_N [-]$	1	1
Součinitel vrubové citlivosti	$Y_\delta [-]$	1,283	1,307
Součinitel velikosti	$Y_X [-]$	1	1
Součinitel drsnosti povrchu	$Y_R [-]$	1	1

V tabulce 22 jsou vidět výsledky jednotlivých součinitelů bezpečnosti pro ozubená kola prvního stupně. U ozubených kol ostatních převodů jsou součinitele bezpečnosti větší, protože síly v ozubení jsou oproti silám v ozubení prvního převodového stupně menší.

Tabulka 22: Výsledné součinitele bezpečnosti pro první rychlostní stupeň

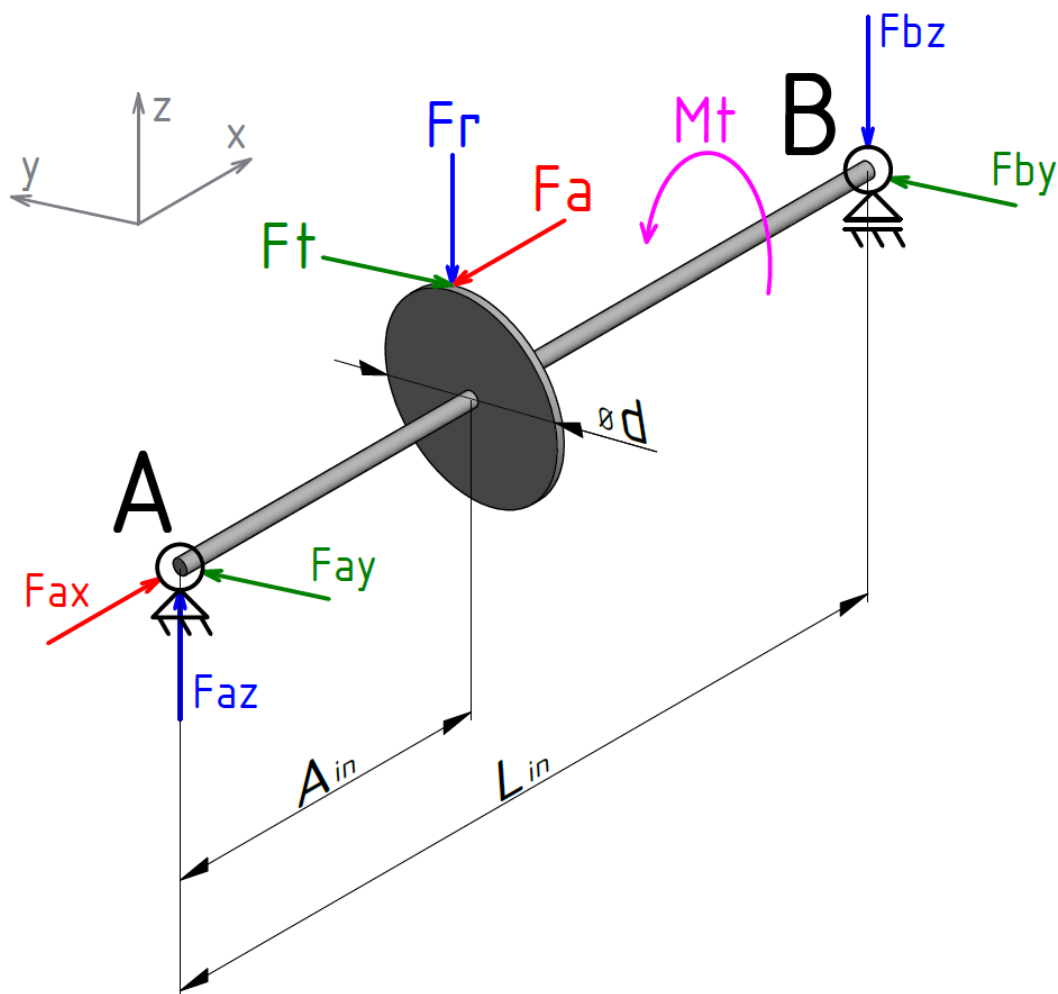
		Pastorek	Oz. kolo
Součinitel bezpečnosti v dotyku	$S_H [-]$	1,009	1,057
Součinitel bezpečnosti v ohybu	$S_F [-]$	1,133	1,324
Statická bezpečnost v dotyku	$S_{Hst} [-]$	1,665	1,665
Statická bezpečnost v ohybu	$S_{Fst} [-]$	2,208	2,533

4.2 VSTUPNÍ HŘÍDELE

Vstupní hřídele byly navrženy jako sestava dvou hřídelí, jedné plné a druhé duté hřídele. Obě tyto hřídele jsou spojeny se samostatnými spojkami, přes které se přenáší točivý moment od motoru. Cílem návrhu bylo určit rozměry hřídelí tak, aby byly bezpečné vůči meznímu stavu pružnosti, dalším cílem bylo uspořádání, případně výpočet komponent, které jsou uloženy na hřídeli. [4] [52]

4.2.1 VÝPOČET MINIMÁLNÍHO PRŮMĚRU VSTUPNÍCH HŘÍDELÍ

Točivým momentem, který vstupuje od motoru je hřídel zatěžována na krut. Jednotlivá ozubená kola přenášející zatížení jsou na hřídelích uložena vždy mezi dvojicí valivých ložisek, hřídel je tak dále zatěžována ohybovým momentem, kdy je vždy na vstupních hřídelích v jednom okamžiku v záběru maximálně jedno soukolí. Dále díky šikmým zubům u všech ozubených kol v převodovce, vniká ještě zatížení axiální silou, kterou pak zachytává jedno ze dvou valivých ložisek, ve kterých je hřídel uložena. Velikosti jednotlivých maximálních točivých momentů a axiálních sil pro zařazené jednotlivé rychlostní stupně byly určeny již v kapitole 4.1.3. Pro určení ohybového momentu, byly nejprve z rovnic statické rovnováhy určeny reakční síly v ložiskách, mezi kterými se zatěžované kolo nachází. Vstupními hodnotami do tohoto výpočtu byla obvodová, axiální a radiální síla, působící na ozubení převodového stupně, který je právě v záběru. Všechny tyto síly byly vypočítány opět v kapitole 4.1.3. Dále tyto reakční síly ovlivňuje umístění daného ozubeného kola na hřídeli, ve výpočtu toto umístění charakterizuje vzdálenost A_{in} , což je vzdálenost mezi středem šířky zařazeného ozubeného kola a středem levého ložiska. Do výpočtu vstupuje taky celková vzdálenost mezi středy šířek ložisek L_{in} . Zatížení vstupních hřídelí je zobrazeno na schématu na obrázku 26. [52]



Obrázek 26: Schéma zatížení vstupní hřídele

Na základě obrázku 26 jsou rovnice statické rovnováhy:

$$\sum F_{ix} = 0: F_{Ax} - F_a = 0 \quad (36)$$

$$\sum F_{iy} = 0: F_{Ay} - F_t - F_{By} = 0 \quad (37)$$

$$\sum F_{iz} = 0: F_{Az} - F_r - F_{Bz} = 0 \quad (38)$$

$$\sum M_{Ax} = 0: F_t \cdot \frac{d}{2} - M_t = 0 \quad (39)$$

$$\sum M_{Ay} = 0: -F_a \cdot \frac{d}{2} + F_r \cdot A_{in} + F_{Bz} \cdot L_{in} = 0 \quad (40)$$

$$\sum M_{Az} = 0: F_t \cdot A_{in} + F_{By} \cdot L_{in} = 0 \quad (41)$$

kde:

F_{Ax} – reakční síla působící ve směru osy x v ložisku A [N]

F_{Ay} – reakční síla působící ve směru osy y v ložisku A [N]

F_{Az} – reakční síla působící ve směru osy z v ložisku A [N]

F_{By} – reakční síla působící ve směru osy y v ložisku B [N]

F_{Bz} – reakční síla působící ve směru osy z v ložisku B [N]

F_t – obvodová síla působící na ozubení [N]

F_r – radiální síla působící na ozubení [N]

F_a – axiální síla působící na ozubení [N]

M_t – točivý moment od motoru [Nm]

d – průměr roztečné kružnice zabírajícího ozubeného kola [m]

L_{in} – vzdálenost mezi ložisky A a B [m]

A_{in} – vzdálenost mezi ložiskem A a ozubeným kolem [m]

Na základě takto vypočtených reakcí v ložiskách mohli být určeny ohybové momenty kolem osy y a z , kdy výsledná hodnota momentu lineárně roste se zvyšující se vzdáleností A_{in} :

$$M_y = F_{Az} \cdot A_{in} \text{ [Nm]} \quad (42)$$

$$M_z = F_{Ay} \cdot A_{in} \text{ [Nm]} \quad (43)$$

kde:

M_y – ohybový moment kolem osy y [Nm]

M_z – ohybový moment kolem osy z [Nm]

F_{Ay} – reakční síla působící ve směru osy y v ložisku A [N]

F_{Az} – reakční síla působící ve směru osy z v ložisku A [N]

A_{in} – vzdálenost mezi ložiskem A a ozubeným kolem [m]

A následně celkový ohybový moment podle vztahu:

$$M_o = \sqrt{M_y^2 + M_z^2} \text{ [Nm]} \quad (44)$$

kde:

M_o – výsledný ohybový moment [Nm]

M_y – ohybový moment kolem osy y [Nm]

M_z – ohybový moment kolem osy z [Nm]

Tímto způsobem byly vypočítány ohybové momenty pro všechny jednotlivé převodové stupně. Dále pro určení minimálního průměru hřídele bylo třeba zvolit materiál jednotlivých hřídelí. Pro obě vstupní hřídele tak byla zvolena ocel 16MnCr5, jejíž hodnoty vybrané materiálové vlastnosti jsou uvedeny v tabulce 23. Důležitou materiálovou hodnotou je mez kluzu materiálu R_m , která činí 640 MPa.

Tabulka 23: Přehled vybraných materiálových vlastností oceli 16MnCr5 [4]

Mez pevnosti v tahu	R_m [MPa]	1100
Mez kluzu v tahu	R_e [MPa]	640
Modul pružnosti v tahu	E [MPa]	206000
Poissonova konstanta	μ [-]	0,3

Poté byl zvolen koeficient bezpečnosti pro určení minimálního průměru $k = 1,8$ a následně bylo určeno redukované napětí pro výpočet minimálního průměru jako podíl meze kluzu vybraného materiálu, a právě tohoto koeficientu bezpečnosti.

$$\sigma_{red} = \frac{R_e}{k} \text{ [MPa]} \quad (45)$$

kde:

σ_{red} – redukované napětí [MPa]

R_e – mez kluzu v tahu [MPa]

k – koeficient bezpečnosti pro určení minimálního průměru [-]

Jelikož jsou vstupní hřídele namáhány kombinovaně byl minimální průměr obou vstupních hřídelí určen podle podmínky HMM. Tento minimální průměr byl vždy určen pro každý zařazený rychlostní stupeň. První vstupní hřídel má plný kruhový průřez a byl tak určen minimální průměr d_{in1} , druhý vstupní hřídel má trubkovitý průřez a byl tak určen vnější průměr trubky D_{in2} a vnitřní průměr trubky d_{in2} .

Minimální průměr hřídele podle podmínky HMM:

$$d_{inHMM} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot k}{\pi \cdot R_e} \cdot \sqrt{4 \cdot M_o^2 + 3 \cdot M_k^2}} \text{ [mm]} \quad (46)$$

kde:

d_{inHMH} – minimální průměr vstupní hřídele podle podmínky HMH [mm]

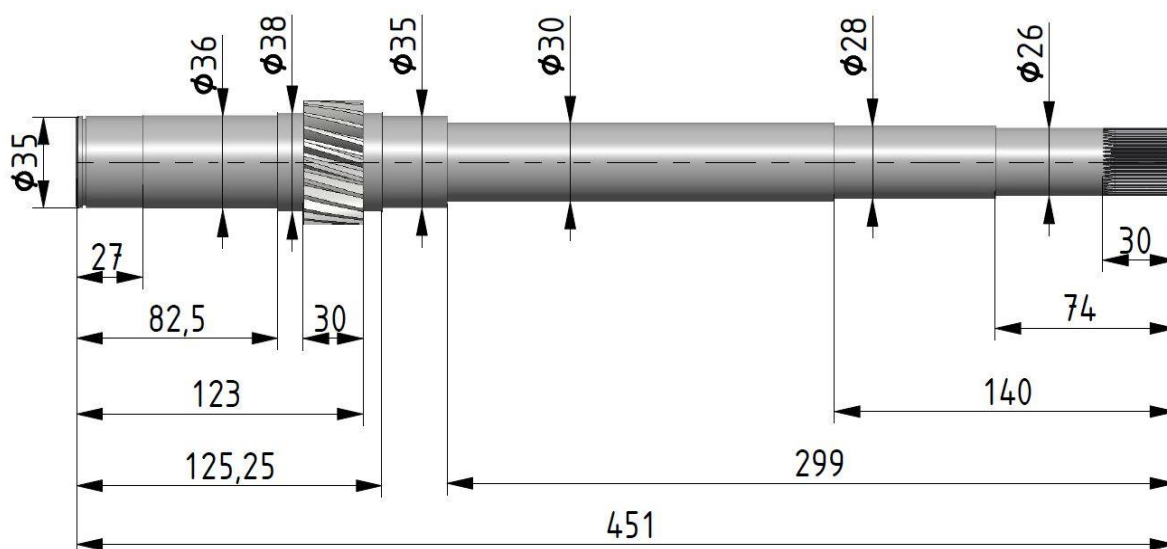
k – koeficient bezpečnosti pro určení minimálního průměru [–]

R_e – mez kluzu v tahu [MPa]

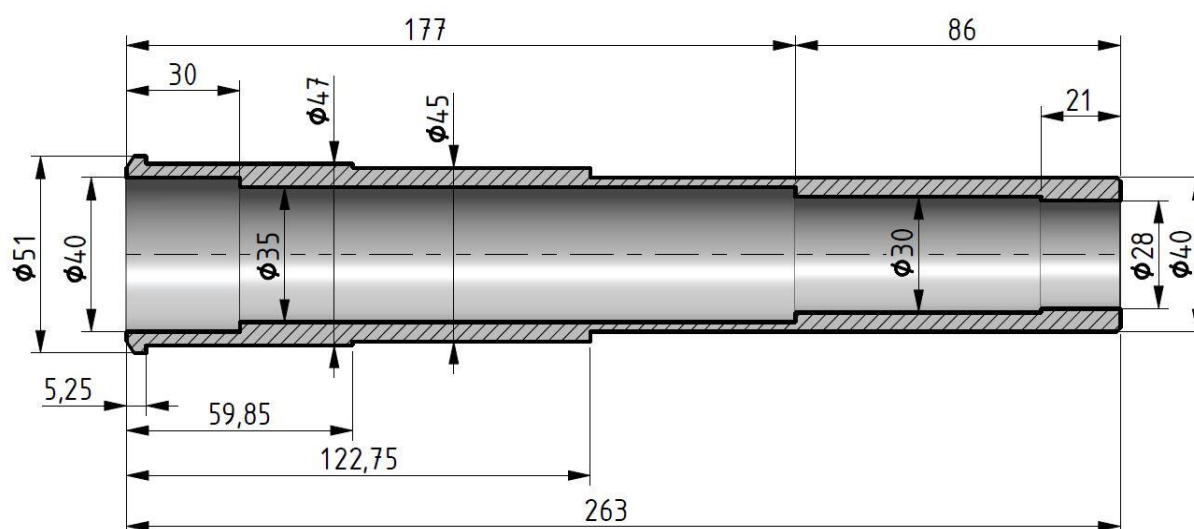
M_o – výsledný ohybový moment [Nm]

M_k – točivý moment od motoru [Nm]

Pro plný vstupní hřídel vyšel největší minimální průměr $d_{inHMH} = 25,761$ mm pro první zařazený rychlostní stupeň. Pro dutý vstupní hřídel byly zvoleny průměry trubky D_{in2} a d_{in2} tak, aby při následné kontrole na základě podmínky HMH maximální napětí nepřekročilo redukované napětí σ_{red} . Následně všechny průměry na hřídelích byli voleny vyšší než tyto minimální. Jejich volba záležela hlavně na vnitřních průměrech ložisek, ale také na uspořádání všech komponent, které hřídel nese. Zvolené průměry a délky jednotlivých osazení jsou zobrazeny pro plnou vstupní hřídel na obrázku 27 a pro dutou vstupní hřídel na obrázku 28.



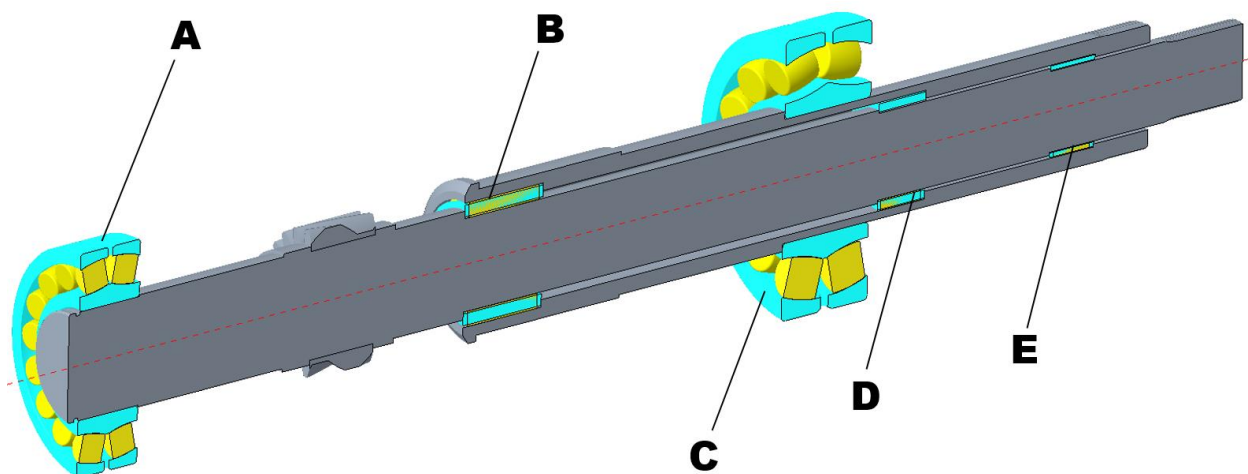
Obrázek 27: Rozměry plné vstupní hřídele



Obrázek 28: Rozměry duté vstupní hřídele

4.2.2 LOŽISKA NA VSTUPNÍCH HŘÍDELÍ

U vstupních hřídelí byly použity dva typy valivých ložisek. Prvním typem jsou 3 jehlová ložiska, pomocí kterých je uložena dutá vstupní hřídel na plné hřídeli. Nevýhodou těchto ložisek je, že nedokážou přenášet axiální sílu, která v navrhované převodovce vzniká vlivem šikmých zubů ozubených kol. Druhým typem jsou ložiska, přes která je sestava vstupních hřídelí uložena do skříně převodovky. Jedná se zde o dvě ložiska, přičemž jedno je umístěno na konci plné hřídele a druhé na duté hřídeli. Tato ložiska už musí být schopna zachytávat axiální sílu. Obecně výhodou ložisek je, že to jsou normalizované součásti, proto odpadá jejich samostatný návrh a je pouze vybíráno z katalogu příslušného výrobce a na základě katalogových parametrů ložisek a daného zatížení je stanovena celková jejich životnost. Cílem u navrhované převodovky bylo zvolit všechna ložiska tak, aby jejich trvanlivost byla minimálně 10 000 hodin. Všechna použitá ložiska byla vybrána od výrobce SKF, kdy byl prvotní návrh proveden pomocí SKF Konfiguratoru, který je volně dostupný přímo na webových stránkách tohoto výrobce. Následně byla vypočtena životnost takto zvolených ložisek podle normy ISO 281. Po odzkoušení několika kombinací ložisek pro uložení hřídelí do skříně byla zvolena dvě dvouřadá soudečková ložiska, která jsou schopna zachytit axiální sílu. Všechna použitá ložiska a jejich uspořádání na vstupních hřídelích jsou v řezu zobrazeny na obrázku 29, označení a parametry těchto ložisek použité při výpočtu jsou uvedeny v tabulce 24. [52] [53]



Obrázek 29: Použitá ložiska na vstupních hřídelích

Tabulka 24: Označení a vybrané parametry ložisek na vstupních hřídelích [54]

Označení na obrázku 29	Katalogové označení	Základní dyn. únosnost C_d [kN]	Základní stat. únosnost C_o [kN]
A	22207 E	88,8	85
B	K 30X40X30	46,8	69,5
C	22308 E	155	140
D	K 28X35X18	22,9	34,5
E	K 26X30X17	14,7	27,5

Pro kontrolu trvanlivosti ložisek podle ISO 281 bylo nejprve potřeba určit na základě vypočítaných reakcí v ložiskách radiální a axiální sílu v ložisku.

Pro ložisko A:

$$F_{rA} = \sqrt{F_{Ay}^2 + F_{Az}^2} [N] \quad (47)$$

kde:

F_{rA} – radiální síla v ložisku A [N]

F_{Ay} – reakční síla působící ve směru osy y v ložisku A [N]

F_{Az} – reakční síla působící ve směru osy z v ložisku A [N]

$$F_{aA} = F_{Ax} \quad (48)$$

kde:

F_{aA} – axiální síla v ložisku A [N]

F_{Ax} – reakční síla působící ve směru osy x v ložisku A [N]

Dále mohlo být určeno dynamické ekvivalentní zatížení P, což je stálé bodové radiální, případně axiální zatížení, kdy při působení tohoto zatížení bude mít ložisko stejnou životnost, jakou dosáhne při skutečném zatížení od působící radiální, případně axiální síly. Toto ekvivalentní zatížení je závislé právě na radiální, případně axiální síle v ložisku, a také v případě zatížení axiální silou na součiniteli dynamického radiálního zatížení X a součiniteli dynamického axiálního zatížení Y, které jsou uvedeny v katalogu jednotlivých ložisek. Pro jehlová ložiska jsou oba tyto součinitele rovny jedné. Pro soudečkové ložisko A je součinitel X = 0,67 a Y = 3,3, u soudečkového ložiska C jsou pak součinitele X = 0,67 a Y = 2,7. Pro soudečková ložiska, která zachytávají axiální sílu je pak dynamické ekvivalentní zatížení:

$$P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a [N] \quad (49)$$

kde:

P – dynamické ekvivalentní zatížení ložiska [N]

F_r – radiální síla působící v ložisku [N]

X – součiniteli dynamického radiálního zatížení [–]

Y – součiniteli dynamického axiálního zatížení [–]

F_a – axiální síla působící v ložisku [N]

Pro jehlová ložiska, která dokážou přenést pouze radiální zatížení je dynamické ekvivalentní zatížení:

$$P = F_r [N] \quad (50)$$

kde:

P – dynamické ekvivalentní zatížení [N]

F_r – radiální síla působící v ložisku [N]

Tímto způsobem bylo určeno dynamické ekvivalentní zatížení jednotlivých ložisek postupně pro případy všech zařazených rychlostních stupňů a následně pro všechny případy mohla být určena základní životnost ložisek, a to na základě vypočteného dynamického ekvivalentního zatížení, základní dynamické únosnosti ložiska, exponentu p , který je jak pro soudečková, tak jehlová ložiska volen $p = 10/3$ a z maximálních otáček, což jsou v případě vstupních hřídelí maximální otáčky od motoru $n_{\max} = 4500 \text{ min}^{-1}$. Vztah pro výpočet základní trvanlivosti ložiska v hodinách je:

$$L_{10h} = \left(\frac{C_d}{P}\right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} [h] \quad (51)$$

kde:

L_{10h} – základní trvanlivost ložiska [h]

C_d – Základní dynamická únosnost ložiska [kN]

p – exponent pro výpočet základní životnosti [–]

n – otáčky hřídele, na které je ložisko uloženo [min^{-1}]

Takto vypočtená základní životnost ložisek byla na základě reálných podmínek provozu jako jsou způsob mazání, stupeň znečištění a další faktory pomocí součinitele spolehlivosti a_1 a součinitele modifikované trvanlivosti a_{ISO} modifikována na skutečnou provozní trvanlivost L_{nm} . Volba a výpočty jednotlivých součinitelů jsou uvedeny v příloze P2.

Modifikovaná trvanlivost ložiska:

$$L_{nm} = a_1 \cdot a_{ISO} \cdot L_{10h} [h] \quad (52)$$

kde:

L_{nm} – modifikovaná trvanlivost ložiska [h]

L_{10h} – základní trvanlivost ložiska [h]

a_1 – součinitel spolehlivosti [–]

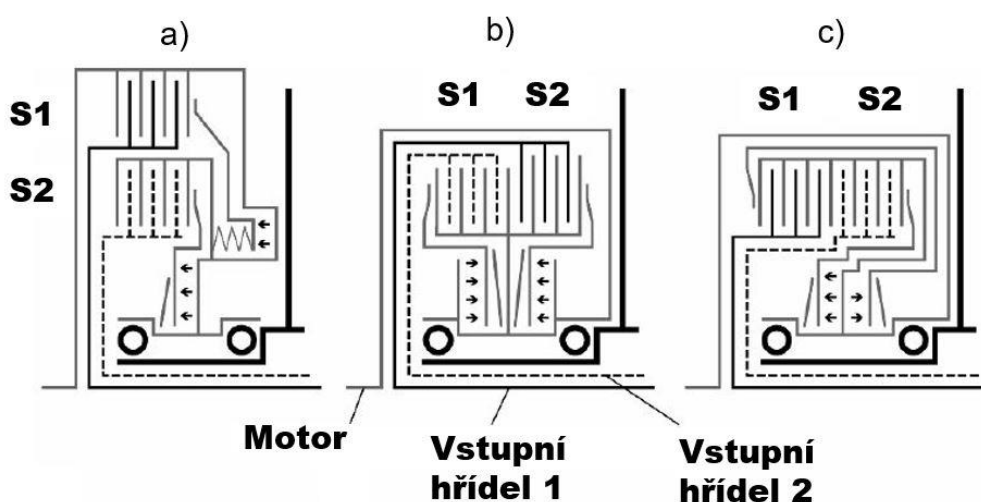
a_{ISO} – součinitel modifikované trvanlivosti [–]

U prvního ložiska A vyšla nejnížší modifikovaná trvanlivost při zařazeném prvním rychlostním stupni $L_{10hA} = 16\,900,4 \text{ h}$. U ložiska B byla nejnížší modifikovaná trvanlivost opět při zařazením prvním stupni a to $L_{10hB} = 20\,715,69 \text{ h}$. U ložiska C pak tato trvanlivost byla nejnížší

při druhém zařazeném stupni $L_{10hC} = 281\,617,5$ h. Modifikované trvanlivosti všech ložisek pro ostatní zařazené rychlostní stupně byli větší než tyto minimální. Všechny trvanlivosti tak přesáhli požadovaný limit 10 000 h. Výpočet všech těchto ložisek na vstupních hřídelích je uveden v příloze P2.

4.2.3 ZÁKLADNÍ VÝPOČET SPOJEK

Točivý moment od motoru je přenášén pomocí dvou spojek, přičemž každá spojka je spojena s jednou vstupní hřídelí. V osobních automobilech se nejčastěji používají vícelamelové spojky, které mohou být v suchém nebo mokřém provedení. Uspořádání spojek v případě dvoutokých převodovek bývá buď radiální nebo axiální viz. obrázek 30. [1] [3] [4]



Obrázek 30: Uspořádání spojek u dvoutokých převodovek [4]
a) radiální uspořádání spojek, b) a c) axiální uspořádání spojek

Pro navrhovanou převodovku bylo z důvodu menší zástavby spojek zvoleno axiální uspořádání, kdy jsou spojky uloženy vedle sebe. Cílem bylo navrhnout rozměry a počet lamel tak, aby spojka byla schopna přenést maximální krouticí moment od motoru $M_{tmax} = 400$ Nm. Byl navržen vnější průměr lamely $D_{SP} = 220$ mm, vnitřní průměr lamely $d_{SP} = 160$ mm a také počet lamel $n_{SP} = 6$. Jelikož jsou spojky uspořádány vedle sebe, tak tyto zvolené rozměry byly zvoleny pro obě spojky převodovky stejné. Na základě točivého momentu od motoru a koeficientu bezpečnosti $\beta_{SP} = 1,5$, který se pro osobní automobily volí z rozmezí 1,1 – 1,75 byl určen moment přenášený spojkou.

$$M_{SP} = M_{tmax} \cdot \beta_{SP} \text{ [Nm]} \quad (53)$$

kde:

M_{SP} – točivý moment přenášený spojkou [Nm]

M_{tmax} – maximální točivý moment motoru [Nm]

β_{SP} – koeficient bezpečnosti spojky [–]

Dále mohla být určena přitlačná síla spojky F_p . Ta je závislá na zvolených rozměrech spojky, na točivém momentu přenášeného spojkou a na součiniteli tření lamely $\mu_{lamela} = 0,12$, který byl

zvolen z rozmezí pro osobní automobily 0,08 – 0,15. Výpočet přítláčné síly byl proveden jak pro novou nezaběhlou spojku, tak pro zaběhlou spojku:

$$F_{SP_nezabehla} = \frac{M_{SP}}{\frac{2}{3} \cdot \mu_{lamela} \cdot n_{SP} \cdot \frac{(R_{SP}^3 - r_{SP}^3)}{(R_{SP}^2 - r_{SP}^2)}} [N] \quad (54)$$

$$F_{SP_zabehla} = \frac{M_{SP}}{\mu_{lamela} \cdot n_{SP} \cdot \frac{R_{SP} + r_{SP}}{2}} [N] \quad (55)$$

kde:

$F_{SP_nezabehla}$ – přítláčná síla nezaběhlé spojky [N]

$F_{SP_zabehla}$ – přítláčná síla zaběhlé spojky [N]

M_{SP} – točivý moment přenášený spojkou [Nm]

μ_{lamela} – součinitel tření lamely [–]

n_{SP} – počet lamel spojky [–]

R_{SP} – vnější poloměr lamely [m]

r_{SP} – vnitřní poměr lamely [m]

Takto navržená spojka pak byla následně zkontrolována na tlak, kdy byl na základně přítláčné síly a rozměrů spojky vypočten tlak spojky a byl následně porovnán s dovoleným tlakem spojky, který byl z rozmezí pro osobní automobily 0,2 – 0,5 MPa zvolen $p_{SP_dov} = 0,5$ MPa. Výpočet tlaku spojky byl proveden podle vztahu:

$$p_{SP} = \frac{F_{SP}}{\frac{\pi}{4} \cdot (D_{SP}^2 - d_{SP}^2)} [MPa] \quad (56)$$

kde:

p_{SP} – tlak spojky [MPa]

F_{SP} – přítláčná síla spojky [N]

D_{SP} – vnější průměr lamely spojky [mm]

d_{SP} – vnitřní průměr lamely spojky [mm]

Přítláčná síla vyšla pro nezaběhlou spojku $F_{SP_nezabehla} = 8700$ N pro zaběhlou spojku vyšla síla o něco větší $F_{SP_zabehla} = 8772$ N. Následně tlak spojky pro zaběhlou spojku, u které je větší přítláčná síla vyšel $p_{SP} = 0,49$ MPa, což je menší tlak než dovolený $p_{SP_dov} = 0,5$ MPa a navrhovaná spojka tak vyhovuje. Jelikož jsou rozměry i počet lamel pro obě spojky stejné, platí

tento výpočet pro obě spojky, které se v navrhované převodovce nachází. Celý výpočet spojek je uveden v příloze P3.

4.2.4 NÁVRH DRÁŽKOVÁNÍ NA VSTUPNÍCH HŘÍDELÍCH

Pro spojení jednotlivých spojek se vstupními hřídeli bylo nutné navrhnout neotočné spojení, které je snadno rozebíratelné a dokáže přenášet velké proměnlivé kroutící momenty. V automobilních převodovkách se pro tato spojení používá nejčastěji evolventní drážkování s úhlem profilu 30°, které bylo pro spojení spojek se vstupními hřídeli zvoleno i v této navrhované převodovce. Bylo vycházeno z průměru hřídele, na kterém se drážkování nachází, dále potom byl zvolen modul drážkování a počet zubů drážkování. Následně byla vypočtena minimální činná délka drážkování, jejíž výpočet vycházel z maximálního přenášeného točivého momentu spojkami, roztečné kružnice drážkování, počtu zubů drážkování, konstantě pro evolventní drážkování, která byla zvolena $K_{\text{drážkování}} = 0,5$ a dovoleného tlaku na boku drážek, který byl zvolen $p_{\text{drážkování}_{\text{dov}}} = 120 \text{ MPa}$. Přehled parametrů evolventního drážkování včetně vypočtené minimální činné délky drážkování je pro plnou vstupní hřídel uveden v tabulce 25 a pro dutou vstupní hřídel v tabulce 26. [55]

Výpočet minimální činné délky drážkování:

$$l_{\text{drážkování}_{\text{min}}} = 2 \cdot \frac{M_{SP}}{p_{\text{drážkování}_{\text{dov}}} \cdot d_{\text{drážkování}} \cdot K_{\text{drážkování}} \cdot z_{\text{drážkování}}} \quad [\text{mm}] \quad (57)$$

kde:

$l_{\text{drážkování}_{\text{min}}}$ – minimální činná délka drážkování [mm]

M_{SP} – točivý moment přenášený spojkou [Nm]

$p_{\text{drážkování}_{\text{dov}}}$ – dovolený tlak na boku drážek [MPa]

$d_{\text{drážkování}}$ – roztečná kružnice drážkování [mm]

$K_{\text{drážkování}}$ – konstanta pro evolventní drážkování [–]

$z_{\text{drážkování}}$ – počet zubů drážkování [–]

Tabulka 25: Vybrané parametry evolventního drážkování na plné vstupní hřídeli

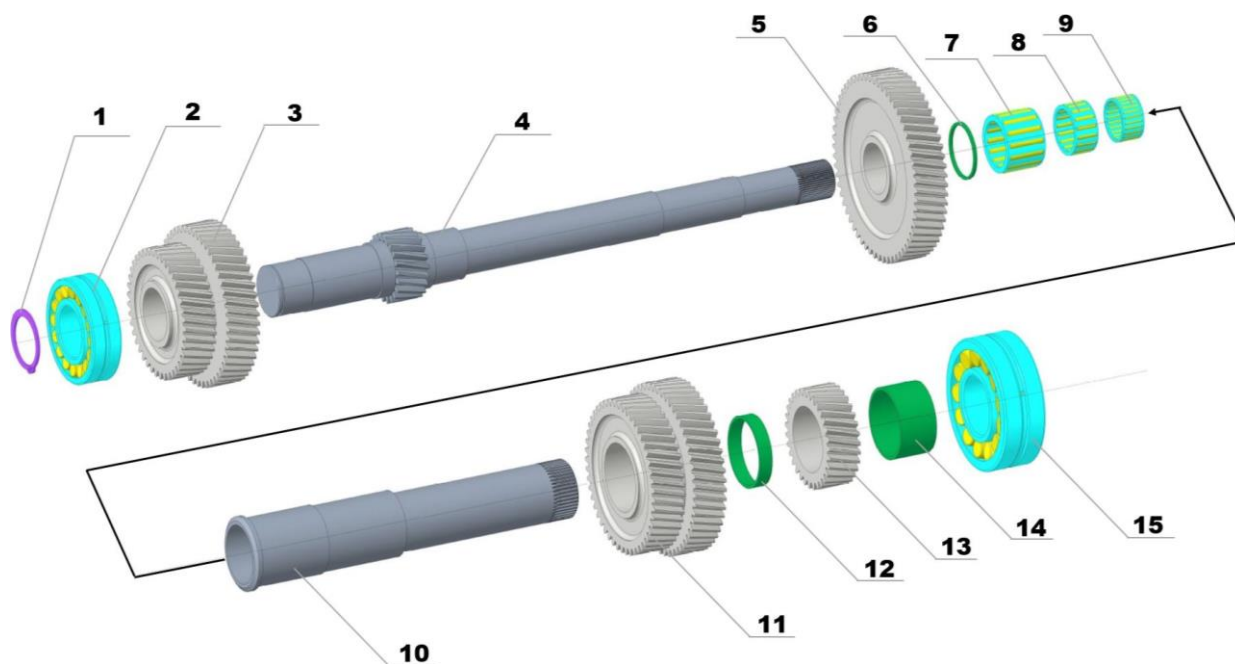
Plná vstupní hřídel – EVOLVENTNÍ DRÁŽKOVÁNÍ 51 x 0,5 x 30 x 5h ISO 4156		
Průměr hřídele	d_d [mm]	26
Modul drážkování	$m_{\text{drážkování}}$ [mm]	0,5
Počet zubů	$z_{\text{drážkování}}$ [–]	51
Minimální délka drážkování	$l_{\text{drážkování}_{\text{min}}}$ [mm]	15,67
Zvolená délka drážkování	$l_{\text{drážkování}}$ [mm]	25

Tabulka 26: Vybrané parametry evolventního drážkování na duté vstupní hřídeli

Dutá vstupní hřídel – EVOLVENTNÍ DRÁŽKOVÁNÍ 42 x 0,8 x 9g ČSN 01 4952		
Průměr hřídele	d_d [mm]	42
Modul	$m_{\text{drážkování}}$ [mm]	0,8
Počet zubů	$Z_{\text{drážkování}}$ [-]	51
Minimální délka drážkování	$l_{\text{drážkování_min}}$ [mm]	9,71
Zvolená délka drážkování	$l_{\text{drážkování}}$ [mm]	15

4.2.5 SESTAVENÍ VSTUPNÍCH HŘÍDELÍ A JEJICH KOMPONENT

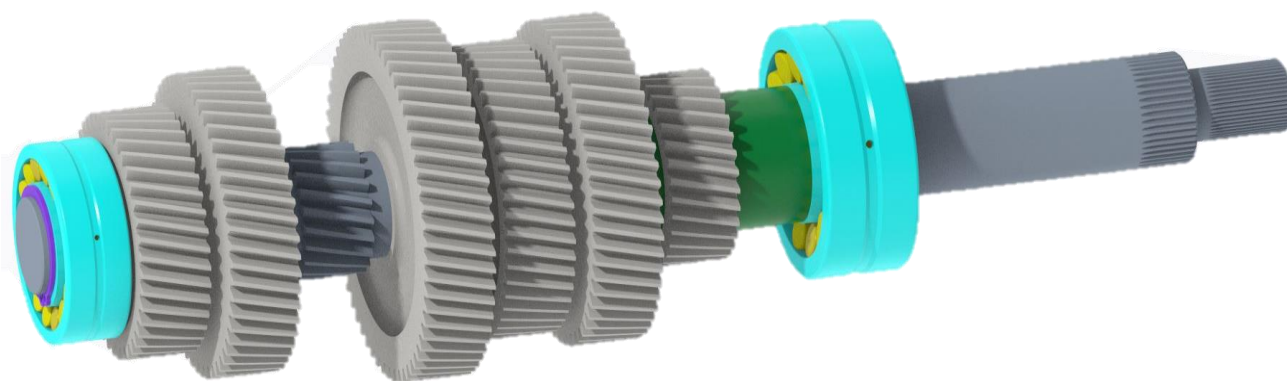
Základem celé sestavy vstupních hřídelí je již předem navržená plná a dutá vstupní hřídel (pozice 4 a 10 – obrázek 31). Tyto hřídele jsou vůči sobě uloženy pomocí třech jehlových ložisek (pozice 7, 8, 9 – obrázek 31), které jsou nasunuty na příslušná osazení na plné vstupní hřídeli a dále je na tyto tři ložiska nasunuta dutá vstupní hřídel. Na hřídelích se nachází ozubená kola všech převodových stupňů. Tato kola musí být na hřídelích uložena neotočně, proto bylo zvoleno, že všechna ozubená kola budou na vstupní hřídele nalisována. Ozubené kolo prvního převodového stupně je z důvodu menších rozměrů již vyrobeno na hřídeli. Z levé strany jsou pak na plnou vstupní hřídel nalisovány pastorky pátého a třetího převodového stupně (pozice 3 – obrázek 31), které jsou vyrobeny jako jedna součást. Z pravé strany je pak na plnou hřídel nalisován pastorek sedmého převodového stupně (pozice 5 – obrázek 31), za kterým je nasazen distanční kroužek (pozice 6 – obrázek 31) vymezující vzdálenost mezi pastorkem sedmého stupně a čelem jehlového ložiska. Na dutou vstupní hřídel je pak z pravé strany nalisován pastorek čtvrtého a šestého rychlostního stupně (pozice 11 – obrázek 31), který je opět realizován jako jedna součást. Následně je nasazen distanční kroužek (pozice 12 – obrázek 31), vymezující vzdálenost mezi společným pastorkem šestého a čtvrtého stupně a pastorkem druhého rychlostního stupně (pozice 13 – obrázek 31), který nalisován a doražen hned za tento distanční kroužek. Za pastorkem druhého převodového stupně se nachází poslední distanční kroužek (pozice 13 – obrázek 31) vymezující vzdálenost právě mezi tímto pastorkem a soudečkovým ložiskem. Obě soudečková ložiska, přes které se vstupní hřídele dále uloží do skříně převodovky jsou na hřídelích nalisována. První ložisko (pozice 2 – obrázek 31) je nalisováno zleva na plné hřídeli a druhé (pozice 15 – obrázek 31) je nalisováno zprava na duté hřídeli. Pro pojištění proti axiálnímu posuvu, je ještě z pravé strany před ložiskem umístěn pojistný kroužek (pozice 1 – obrázek 31). Sestava vstupních hřídelí v rozloženém stavu je zobrazena na obrázku 31, popis jednotlivých pozic je uveden v tabulce 27. Celá sestava ve složeném stavu je pak zobrazena na obrázku 32. [52] [54]



Obrázek 31: Sestava vstupních hřídelí v rozloženém stavu

Tabulka 27: Popis pozic uvedených na obrázku 31

Pozice na obrázku 31	Název komponenty	Pozice na obrázku 31	Název komponenty
1	Pojistný kroužek	9	Jehlové ložisko
2	Soudečková ložisko	10	Dutá vstupní hřídel
3	Pastorek 3. a 5. přev. stupně	11	Pastorek 4. a 6. přev. stupně
4	Plná vstupní hřídel	12	Distanční kroužek
5	Pastorek 7. převodového stupně	13	Pastorek 2. převodového stupně
6	Distanční kroužek	14	Distanční kroužek
7	Jehlové ložisko	15	Soudečková ložisko
8	Jehlové ložisko		



Obrázek 32: Sestava vstupních hřídelí ve složeném stavu

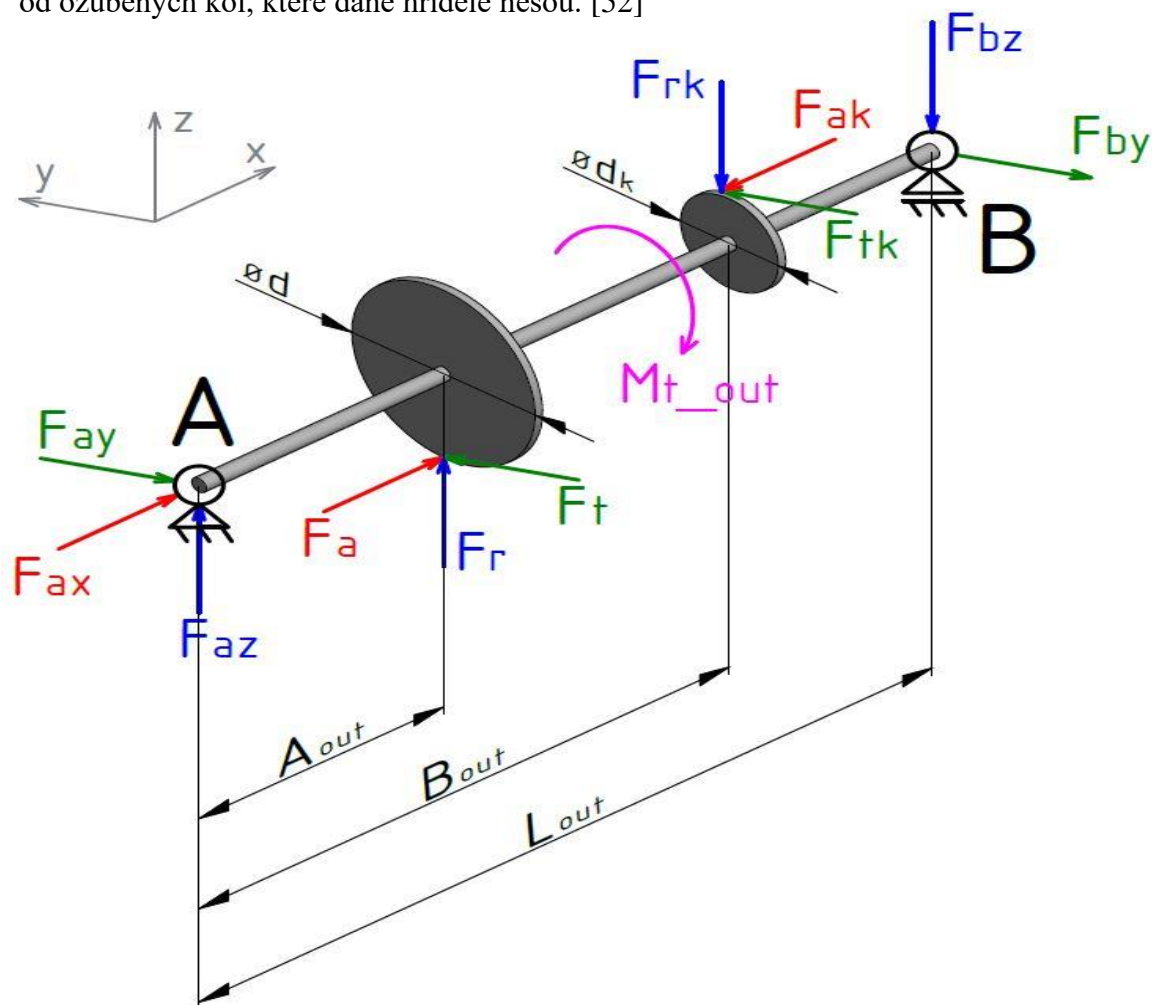
4.3 PŘEDLOHOVÉ HŘÍDELE

V navrhované převodovce se nachází celkem tři předlohové hřídele. První hřídel nese ozubená kola prvního, druhého, třetího a čtvrtého převodového stupně, kde se jedná vždy o převod „do pomala“. U druhé předlohové hřídele jsou to kola pátého, šestého a sedmého převodového stupně a zdvojené mezikolo pro zpětný chod. Třetí předlohová hřídel slouží jako hřídel pro zpětný chod a nachází se na ní pouze ozubené kolo zpětného chodu. Na všech hřídelích se také nachází synchronizační řadičí spojky, pro zařazení jednolitých rychlostních stupňů. Na konci všech třech hřídelí se pak nachází pastorek koncového převodu, který je v záběru s ozubeným kolem koncového převodu na výstupní hřídeli. Cílem návrhu bylo obdobně jako u návrhu vstupních hřídelí navrhnout rozměry hřídelí tak, aby nedošlo k porušení bezpečnosti vzhledem k meznímu stavu pružnosti a zvolit vhodné uložení jednotlivých komponent, které se na hřídeli nachází.

4.3.1 VÝPOČET MINIMÁLNÍHO PRŮMĚRU VSTUPNÍCH HŘÍDELÍ

Předlohová hřídel je zatěžována točivým momentem, který je z pastorku na vstupní hřídeli přes spoluzabírající ozubené kolo přenášen až na tuto hřídel, následně je pak přes ozubení koncového převodu přenášen dále na výstupní hřídel. Všechny hřídele jsou uloženy do skříně převodovky ve dvou valivých ložiskách, kdy všechny komponenty jsou uloženy právě mezi těmito ložisky. Díky tomu je hřídel zatěžována ohybovým momentem, kdy jsou vždy v záběru dvě ozubení, a to ozubení převodového stupně, který je právě zařazen a ozubení koncového převodu. Dále díky šikmým zubům ozubených kol, je zde generována axiální síla, kterou musí ložiska zachytávat. Velikost maximálního točivého momentu a sil v ozubení, které vstupují ze vstupních hřídelí jsou již známy z výpočtů v kapitole 4.1.3. Velikost výstupního momentu, který vystupuje přes ozubení koncového převodu závisí na vstupním momentu od motoru, na převodovém poměru příslušného převodového stupně a účinnosti převodovky. Na základě takto vypočteného momentu je možno určit síly v ozubení koncového převodu. Výpočty těchto sil a momentů pro ozubení koncových převodů byly provedeny také v kapitole 4.1.3 a jejich hodnoty jsou uvedeny v tabulce 18. Stejně jako při výpočtu vstupních hřídelí byly určeny na základě rovnic statické rovnováhy ohybové momenty jednotlivých hřídelí. Schéma zatěžování předlohových hřídelí je zobrazeno na obrázku 33. Kde do výpočtu kromě samotných sil v ozubení vstupuje taky vzdálenost A_{out} mezi středem pravého ložiska a středem právě ozubeného kola, které je právě zařazené a vzdálenost B_{out} mezi středem pravého ložiska a středem pastorku koncového převodu. Celková vzdálenost mezi středy obou ložisek je pak označena L_{out} . Všechny tři předlohové hřídele jsou zatěžovány stejným způsobem, jejich

konstrukce je taky u všech hřídelí podobná, kdy se jednotlivé rozměry liší na základě zatížení od ozubených kol, které dané hřídele nesou. [52]



Obrázek 33: Schéma zatížení předlokové hřídele

Na základě obrázku 33 jsou rovnice statické rovnováhy:

$$\sum F_{ix} = 0: F_{Ax} + F_a - F_{ak} = 0 \quad (58)$$

$$\sum F_{iy} = 0: F_t + F_{tk} - F_{Ay} - F_{By} = 0 \quad (59)$$

$$\sum F_{iz} = 0: F_{Az} - F_{rk} + F_r - F_{Bz} = 0 \quad (60)$$

$$\sum M_{Ax} = 0: F_t \cdot \frac{d}{2} - F_{tk} \cdot \frac{d_k}{2} - M_{t_out} = 0 \quad (61)$$

$$\sum M_{Ay} = 0: F_a \cdot \frac{d}{2} + F_r \cdot A_{out} + F_{ak} \cdot \frac{d_k}{2} - F_{rk} \cdot B_{out} - F_{Bz} \cdot L_{out} = 0 \quad (62)$$

$$\sum M_{Az} = 0: F_t \cdot A_{out} + F_{tk} \cdot B_{out} - F_{By} \cdot L_{out} = 0 \quad (63)$$

kde:

F_{Ax} – reakční síla působící ve směru osy x v ložisku A [N]

F_{Ay} – reakční síla působící ve směru osy y v ložisku A [N]

F_{Az} – reakční síla působící ve směru osy z v ložisku A [N]

F_{By} – reakční síla působící ve směru osy y v ložisku B [N]

F_{Bz} – reakční síla působící ve směru osy z v ložisku B [N]

F_t – obvodová síla působící na ozubení kola, které je právě zařazeno [N]

F_r – radiální síla působící na ozubení, které je právě zařazeno [N]

F_a – axiální síla působící na ozubení, které je právě zařazeno [N]

F_{tk} – obvodová síla působící na ozubení koncového převodu [N]

F_{rk} – radiální síla působící na ozubení koncového převodu [N]

F_{ak} – axiální síla působící na ozubení koncového převodu [N]

M_{t_out} – točivý moment předlokové hřídele [Nm]

d – průměr roztečné kružnice zabírajícího ozubeného kola [m]

d_k – průměr roztečné kružnice pastorku koncového převodu [m]

L_{out} – vzdálenost mezi ložisky A a B [m]

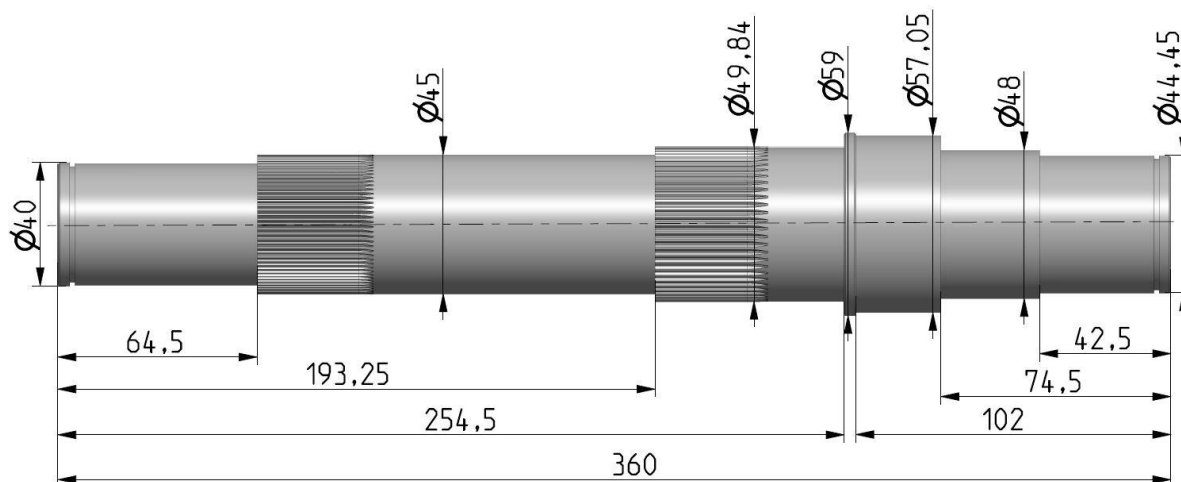
A_{out} – vzdálenost mezi ložiskem A a zařazeným ozubeným kolem [m]

B_{out} – vzdálenost mezi ložiskem A a ozubeným kolem koncového převodu [m]

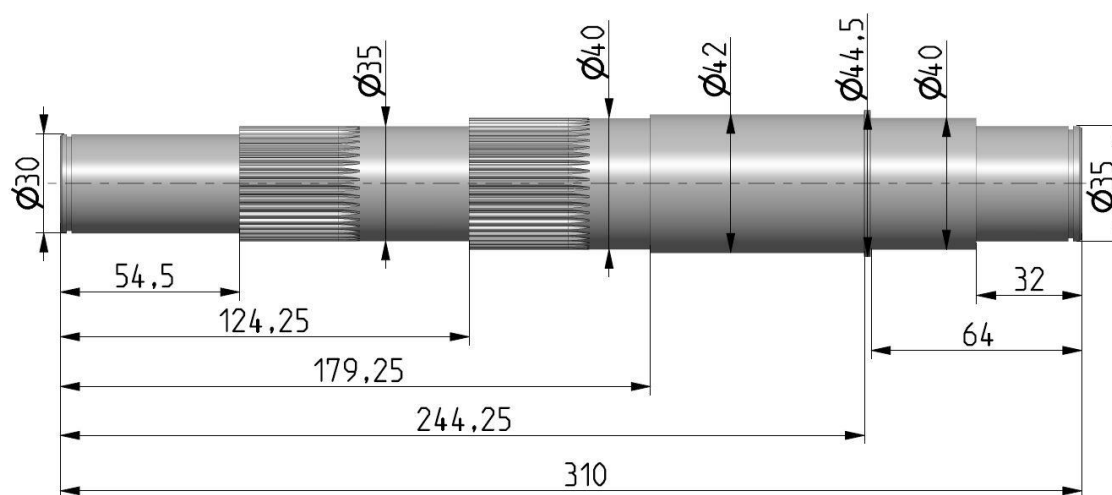
Na základě takto vypočtených reakcí v ložiskách u jednotlivých předlohových hřídelí byly pro jednotlivé zařazené rychlostní stupně určeny ohybové momenty a minimální průměry jednotlivých hřídelí. Výpočet byl proveden analogicky, tak jako při výpočtu vstupních hřídelí. Postup tohoto výpočtu včetně použitých vztahů je uveden v kapitole 4.2.1. Materiál všech hřídelí by rovněž zvolen stejný jako materiál vstupních hřídelí, a to ocel 16MnCr5, jejíž materiálové vlastnosti uvedeny rovněž v kapitole 4.2.1 v tabulce 23.

První předlohová hřídel, kde se nachází ozubená kola prvních čtyřech převodových stupňů, která nesou největší zatížení vyšel na základě podmínky HMH minimální průměr hřídele při prvním zařazení stupni $d_{out1_HMH} = 36,48$ mm. U druhé předlohové hřídele, která nese ozubená kola pátého až sedmého stupně a zatěžující síly už nejsou tak velké, vyšel minimální průměr hřídele při šestém zařazení stupni $d_{out2_HMH} = 27,23$ mm. U poslední předlohové hřídele pro zpětný chod pak vyšel minimální průměr hřídele $d_{out3_HMH} = 34,94$ mm. Zvolené průměry na všech hřídelích pak byly větší tyto vypočtené minimální. Volba rozměrů hřídelí pak záležela na všech normalizovaných i nenormalizovaných komponentách, které

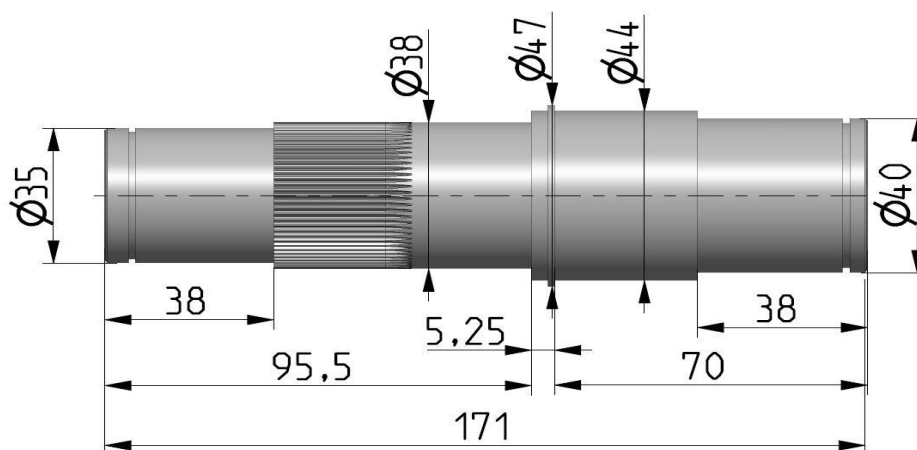
hřídele nesou. Zvolené průměry a délky všech třech předlohových hřídelí jsou uvedeny na obrázku 34, 35 a 36.



Obrázek 35: Rozměry předlohové hřídele 1



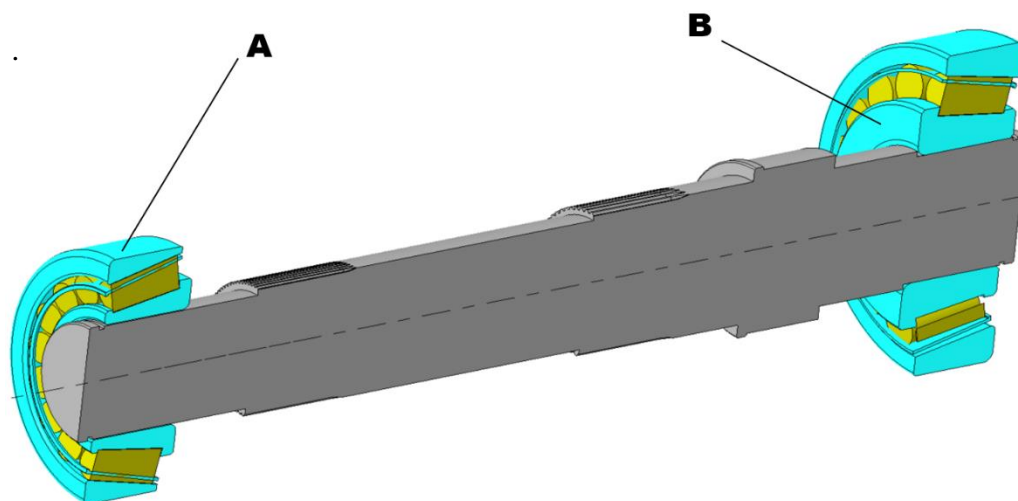
Obrázek 34: Rozměry předlohové hřídele 2



Obrázek 36: Rozměry předlohové hřídele pro zpětný chod

4.3.2 LOŽISKA NA PŘEDLOHOVÝCH HŘÍDELÍCH

Na všech třech předlohových hřídelích se nachází opět dva typy valivých ložisek. Prvním typem jsou ložiska, přes která je hřídel uložena do skříně převodovky. U všech předlohových hřídelí se jedná o dvojici ložisek, která jsou nalisována na obou koncích hřídelí a všechny ostatní komponenty jsou uloženy mezi těmito ložisky. Dále vlivem vzniku axiální síly od šikmého ozubení musí tato ložiska být schopna zachytávat axiální sílu. Ložiska byla zvolena opět od výrobce SKF a prvotní návrh byl proveden podle SKF Konfiguratoru na webových stránkách výrobce ložisek SKF, kdy pro všechny předlohové hřídele byla zvolena kuželíková ložiska. Následně byla na základě normy ISO 281 vypočtena trvanlivost, všech kuželíkových ložisek na všech předlohových hřídelích. Cílem bylo zvolit ložiska tak, aby jejich výsledná trvanlivost byla minimálně 10 000 hodin. Použitá ložiska jsou na hřídelích uložena čely k sobě (uspořádání do „X“) a jejich uložení na hřídeli je v řezu zobrazeno na obrázku 37, kde se jedná o první předlohovou hřídel. Na ostatních předlohových hřídelích je uspořádání i typ ložisek stejný, liší se pouze velikosti jednotlivých ložisek. Seznam a parametry použitých kuželíkových ložisek pro všechny tři předlohové hřídele je v tabulce 28. [52] [53] [54]

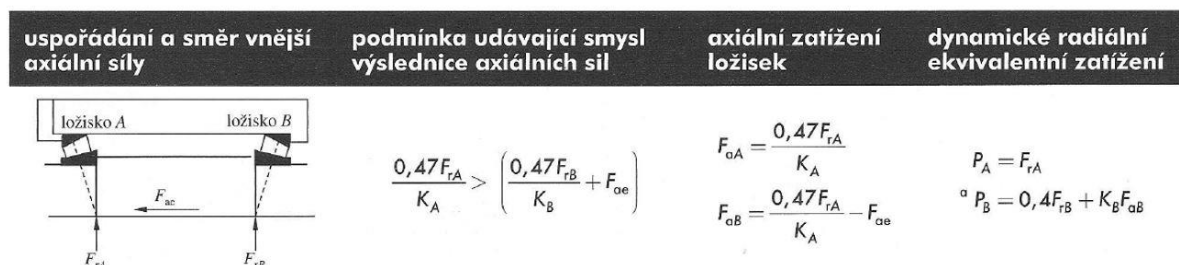


Obrázek 37: Použitá kuželíková ložiska na první předlohové hřídeli

Tabulka 28: Přehled použitých kuželíkových ložisek a jejich parametrů pro předlohové hřídele

	Označení podle obr. 37.	Katalogové označení	Základní dynamická únosnost C_d [kN]	Základní statická únosnost C_d [kN]
Předlohová hřídel 1	A	T2EE 040	150	150
	B	535/532 A	183	190
Předlohová hřídel 2	A	33206	79,7	76,5
	B	32207	81,2	78
Předlohová hřídel pro zpětný chod	A	32307 B	115	114
	B	T2EE 040	150	150

Z rovnic statické rovnováhy v kapitole 4.3.1. je patrné, že výsledná axiální síla od ozubených kol směřuje směrem do leva, proto na základě uspořádání ložisek a normy ISO 281:2007 byly určeny výpočtové vztahy pro dynamické ekvivalentní zatížení. Výpočtové vztahy podle příslušné normy pro případ uspořádání v navrhované převodovce jsou zobrazeny na obrázku 38.



Obrázek 38: Způsob stanovení radiálního ekvivalentního zatížení pro kuželíková ložiska [52]

Nejprve byly podle rovnice 46 v kapitole 4.2.2. zjištěny výsledné radiální síly v ložisku, následně pak mohlo být určeno axiální zatížení obou ložisek A i B. Použité výpočtové součinitele K_A a K_B jsou uvedeny vždy v katalogových parametrech každého ložiska.

Výpočet axiálního zatížení ložisek:

$$F_{aA} = \frac{0,47 \cdot F_{rA}}{K_A} [N] \quad (64)$$

$$F_{aB} = \frac{0,47 \cdot F_{rA}}{K_A} - F_{Ax} [N] \quad (65)$$

kde:

F_{aA} – axiální zatížení ložiska A [N]

F_{aB} – axiální zatížení ložiska B [N]

F_{rA} – radiální síla v ložisku A [N]

F_{rB} – radiální síla v ložisku B [N]

F_{Ax} – reakční axiální síla působící ve směru osy x v ložisku A [N]

K_A – Výpočtový součinitel pro kuželíková ložiska [–]

Následně pak mohlo být určeno pro obě ložiska dynamické radiální ekvivalentní zatížení:

$$P_A = F_{rA} [N] \quad (66)$$

$$P_B = 0,4 \cdot F_{rB} + K_B \cdot F_{aB} [N] \quad (67)$$

kde:

P_A – radiální ekvivalentní zatížení ložiska A [N]

P_B – radiální ekvivalentní zatížení ložiska B [N]

F_{rA} – radiální síla v ložisku A [N]

F_{rB} – radiální síla v ložisku B [N]

F_{aB} – axiální zatížení ložiska B [N]

K_B – výpočtový součinitel pro kuželíková ložiska [–]

Pro výpočet samotné trvanlivosti ložisek bylo ještě nutné vypočíst maximální otáčky jednotlivých výstupních hřídelí, které závisí na převodovém poměru stupně, který je právě v záběru a lze je tak určit podle vztahu:

$$n_{out_i} = \frac{n_{max}}{i_i} [min^{-1}] \quad (68)$$

kde:

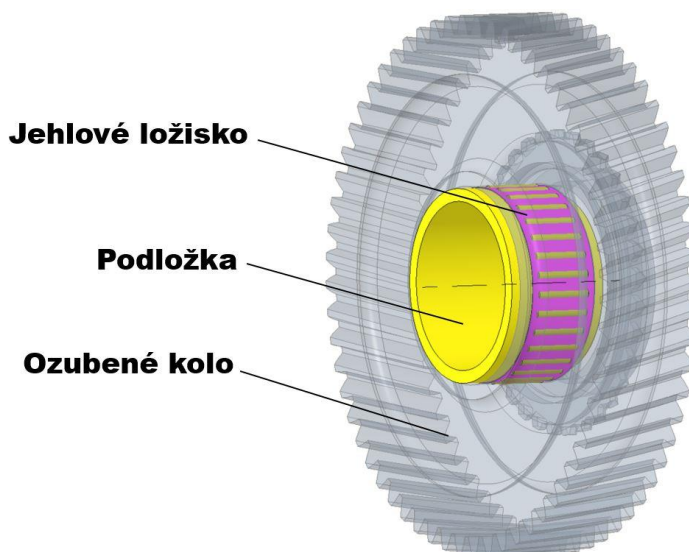
n_{out_i} – maximální otáčky předlokové hřídele pro zařazený i – tý stupeň [min^{-1}]

n_{max} – maximální otáčky motru [min^{-1}]

i_i – převodový poměr i – tého rychlostního stupně [–]

Z takto určených otáček, ekvivalentního radiálního zatížení, základní dynamické únosnosti ložisek a exponentu p , který je volen pro kuželíková ložiska $p = 10/3$ byla spočtena základní a poté modifikovaná životnost jednotlivých ložisek. Postup výpočtu obou životností je stejný jako při výpočtu v kapitole 4.2.2., kde je základní životnost stanovena podle rovnice 50 a modifikovaná životnost podle rovnice 51. U všech předlokových hřídelí se podařilo obě ložiska navrhnout tak, že pro případ všech zařazených rychlostních stupňů vyšla modifikovaná trvanlivost ložiska vyšší než požadovaných 10 000 hodin. Výpočet a výsledné hodnoty životností pro všechna kuželíková ložiska na předlokových hřídelích je uveden v příloze P2.

Ozubená kola jsou na předlokových hřídelích kromě ozubení koncového převodu uložena otočně. K pevnému spojení kola s hřídelí dojde jedině v případě zařazení příslušného převodového stupně, kdy toto pevné spojení je realizováno přes synchronizační řadící spojku. Aby ozubená kola mohla být volně otočná, byl pro jejich uložení použit druhý typ ložisek na předlokových hřídelích, a to jehlová ložiska. Uložení je realizováno přes podložku, na která je nasunuto jehlové ložisko a následně příslušné ozubené kolo. Příklad uložení pro ozubené kolo třetího převodového stupně je uveden na obrázku 39. Celá sestava je pak takto nalisována na hřídel. Podložka mimo to, že je na ní uloženo ložisko, délkově vymezuje uložení ozubeného kola. Přehled použitých typů jehlových ložisek na všech předlokových hřídelích je uveden.



Obrázek 39: Otočné uložení ozubeného kola 3. rychlostního stupně na předlokové hřídeli

Tabulka 29: Jehlová ložiska použitá na všech předlokových hřídeli převodovky [54]

Předloková hřídel 1	
Umístění na předlokové hřídeli	Katalogové označení ložiska
Pod ozubeným kolem 1. rychlostního stupně	K 47X52X17
Pod ozubeným kolem 2. rychlostního stupně	K 55X62X18
Pod ozubeným kolem 3. rychlostního stupně	K 42X47X17
Pod ozubeným kolem 4. rychlostního stupně	K 47X52X17
Předloková hřídel 2	
Umístění na předlokové hřídeli	Katalogové označení ložiska
Pod ozubeným kolem 5. rychlostního stupně	K 32X39X18
Pod ozubeným kolem 6. rychlostního stupně	K 47X50X17
Pod ozubeným kolem 7. rychlostního stupně	K 37X42X17
Pod ozubeným mezikolem zpětného chodu	K 47X50X17
Předloková hřídel pro zpětný chod	
Umístění na předlokové hřídeli	Katalogové označení ložiska
Pod ozubeným kolem zpětného chodu	K 40X45X17

4.3.3 DRÁŽKOVÁNÍ NA PŘEDLOHOVÝCH HŘÍDELÍCH

Pro přenos točivého momentu přes předlohové hřídele je potřeba zajistit pro zařazené ozubené kolo pevné spojení s hřídelí. To je realizováno pomocí řadicích spojek se synchronizací, které jsou pevně spojeny s hřídelí. Pro realizaci tohoto pevného spojení bylo zvoleno evolventní drážkování mezi předlohou hřídelí a jádrem řadicí spojky. Na první předlohou hřídeli se tato spojka nachází mezi ozubenými koly prvního a třetího převodového stupně a mezi koly druhého a čtvrtého převodového stupně. Na předlohou hřídeli je to mezi koly pátého a sedmého stupně a jednostranná řadicí spojka se nachází také vedle ozubeného kola šestého stupně. Na poslední předlohou hřídeli pro zpětný chod se nachází jednostranná řadicí spojka, pro zařazení zpětného chodu. Pod všemi těmito spojkami je na hřídelích vytvořeno evolventní drážkování, které bylo navrženo na základě normy ČSN 01 4952, kdy pro všechna drážkování byl zvolen modul $m_{\text{drážkování}} = 0,8 \text{ mm}$ a konstanta evolventního drážkování $K_{\text{drážkování}} = 0,5$. Podle velikosti průměru hřídele, na kterém se drážkování nachází byl zvolen počet zubů drážkování a následně byla obdobně jako u drážkování na vstupních hřídelích v kapitole 4.2.4 vypočtena minimální činná délka drážkování (rovnice 56), a to na základě točivého momentu, který vystupuje z předlohou hřídele, dovoleného tlaku na bok drážek, který byl zvolen $p_{\text{drážkování_dov}} = 120 \text{ MPa}$ a ostatních parametrů drážkování. Přehled výsledných minimálních a použitých činných délek drážkování uveden v tabulce 30. [55]

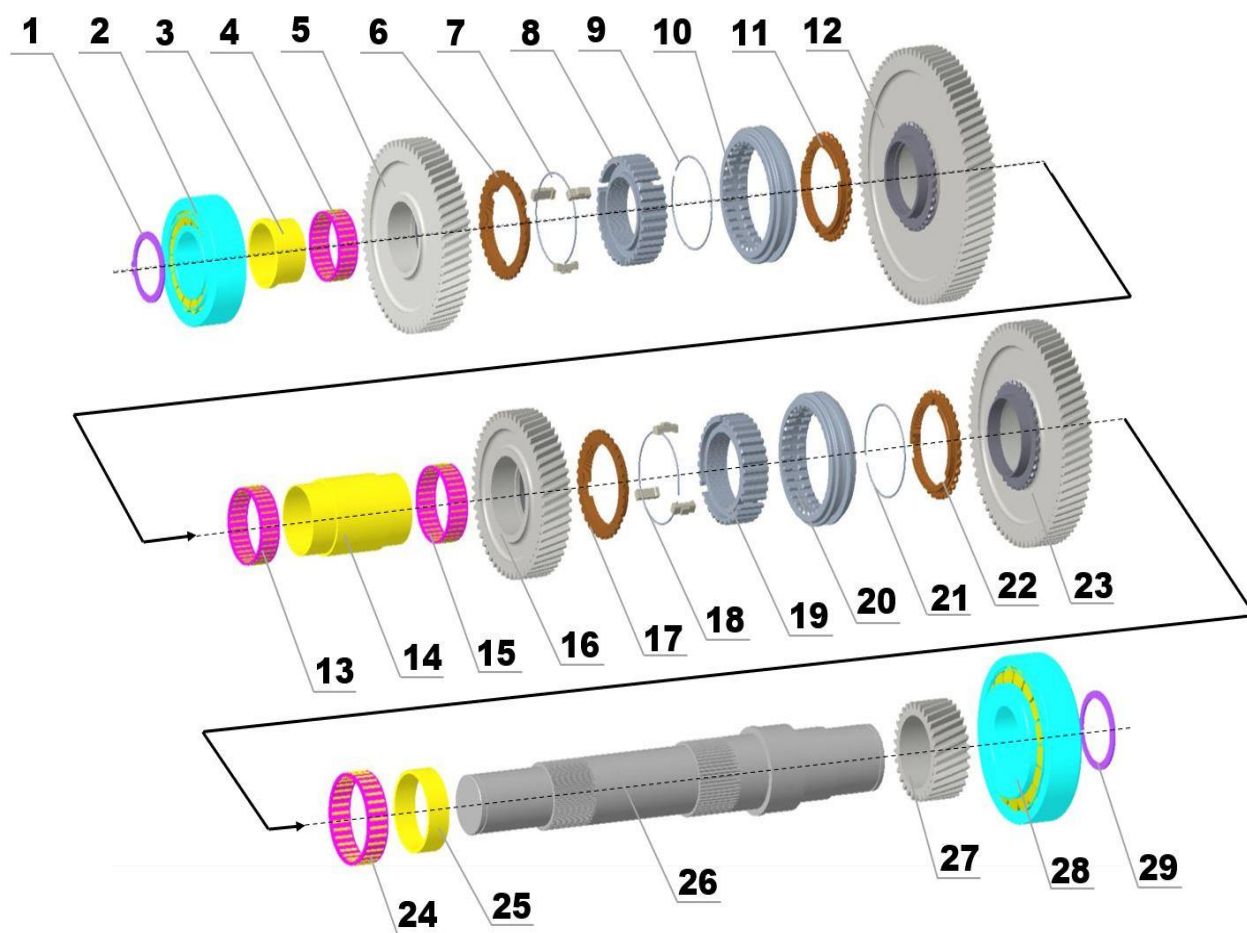
Tabulka 30: Přehled minimálních a použitých délek drážkování

Umístění drážkování	Minimální délka drážkování $l_{\text{drážkování_min}} [\text{mm}]$	Použitá délka drážkování $l_{\text{drážkování}} [\text{mm}]$
Mezi oz. kolem 1. a 3. rychlostního stupně	13,55	18
Mezi oz. kolem 2. a 4. rychlostního stupně	9,33	18
Mezi oz. kolem 5. a 7. rychlostního stupně	7,38	18
Vedle oz. kola 6. rychlostního stupně	4,94	13
Vedle oz. kola zpětného chodu	19,32	20

4.3.4 SESTAVENÍ PŘEDLOHOVÉ HŘÍDELE 1 A JEJICH KOMPONENT

Hlavní komponentou sestavy je již navržená první předlohou hřídel (pozice 26 – obrázek 40). Z levé strany je nejprve nalisována podložka s nasazeným jehličkovým ložiskem, na kterém je uloženo ozubené kolo druhého převodového stupně (pozice 25, 24, 23 – obrázek 40). Součástí všech ozubených kol na předlohou hřídelích, kromě ozubení koncového převodu je třecí kužel s řadicím ozubením, které umožňuje zařazení daného kola do záběru. Toto řadicí ozubení s třecím kuželem je umístěno vždy na čele kola ze strany, kde je umístěna synchronizační spojka. Dále je na hřídeli nasazena právě synchronizační spojka, jejíž jádro (pozice 19 – obrázek 40), je pomocí drážkování pevně spojeno s hřídelí. Do jádra spojky jsou pak nasazena tři těsnící tělíska a z každé strany jeden pružný jisticí kroužek (pozice 18 a 21 – obrázek 40). Dále se z každé strany jádra nachází clonící kroužek (pozice 17 a 22 – obrázek 40). Na vnějším ozubení jádra spojky je nasazena řadicí objímka, která se může axiálně

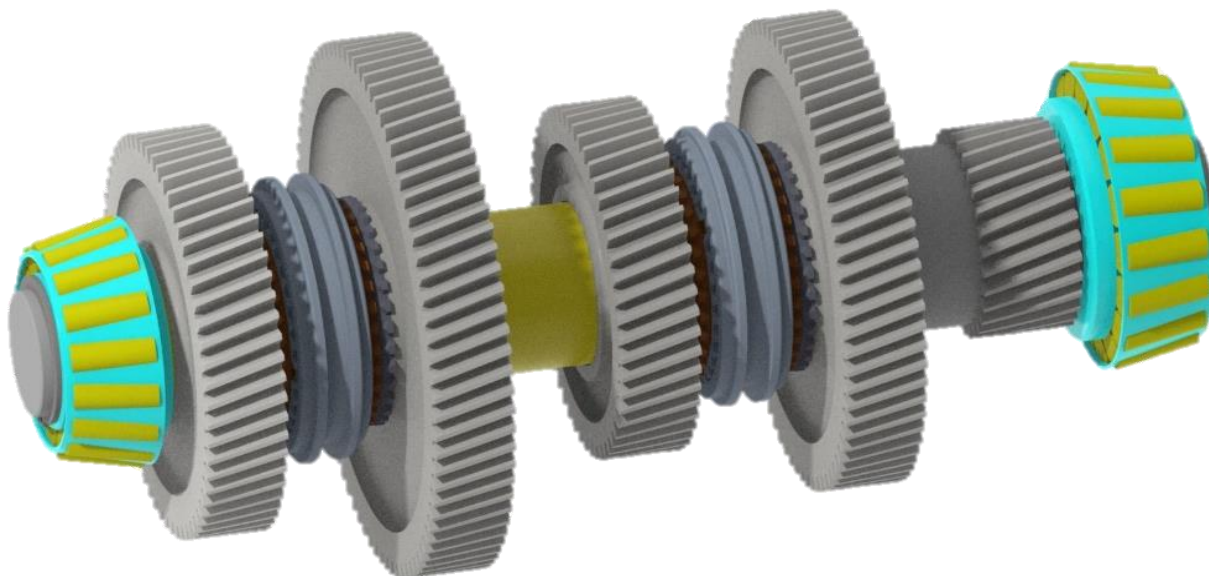
pohybovat do obou stran. K zařazení daného převodového stupně pak dojde tehdy, pokud se řadicí objímka zasune svým vnitřním ozubením do vnějšího ozubení na clonícím kroužku a pak dál do řadicího ozubení na ozubeném kole. Tato řadicí spojka slouží pro zařazení druhého nebo čtvrtého stupně. Dále je na hřídel dále nasazena společná podložka (pozice 14 – obrázek 40) pro uložení ozubeného kola čtvrtého a prvního stupně. Z pravé strany podložky je pak nasazeno jehlové ložisko a na něm ozubené kolo čtvrtého stupně (pozice 15 a 16 – obrázek 40), z levé strany je nasazeno jehlové ložisko a na něm ozubené kolo prvního stupně (pozice 12 a 13 – obrázek 40). Následuje druhá synchronizační řadicí spojka pro zařazení prvního nebo třetího stupně, která je ve stejné provedení jako spojka pro zařazení druhého a čtvrtého stupně (pozice 6, 7, 8, 9, 10, 11 – obrázek 40). Následně je na hřídel nasazena podložka s jehlovým ložiskem, na které se nachází poslední ozubené kolo třetího převodového stupně (pozice 3, 4, 5 – obrázek 40). Nakonec je na hřídel zleva nalisováno kuželíkové ložisko (pozice 2 – obrázek 40) a nasazen pojistný kroužek (pozice 1 – obrázek 40), který slouží jako pojištění proti axiálnímu posuvu komponent na hřídeli. Z pravé strany je pak nalisován pastorek koncového převodu (pozice 27 – obrázek 40), za který je nalisováno kuželíkové ložisko (pozice 28 – obrázek 40) a nakonec je nasazen pojistný kroužek (pozice 29 – obrázek 40). Celá sestava v rozloženém stavu je zobrazena na obrázku 40, seznam všech komponent uvedených na pozicích v obrázku 40 je uveden v tabulce 31. Sestava předlokové hřídele ve složeném stavu je tak zobrazena na obrázku 41.



Obrázek 40: Předloková hřídel I v rozloženém stavu

Tabulka 31: Popis pozic uvedených na obrázku 40

Pozice na obr.39	Název komponenty	Pozice na obr. 39	Název komponenty
1	Pojistný kroužek	16	Ozubené kolo 4. převodového stupně
2	Kuželíkové ložisko	17	Clonící kroužek
3	Podložka pod ozubené kolo 3. převodového stupně	18	Jistící tělíska, pružný jistící kroužek
4	Jehlové ložisko pod ozubené kolo 3. převodového stupně	19	Jádro řadicí spojky
5	Ozubené kolo 3. převodového stupně	20	Řadicí objímka
6	Clonící kroužek	21	Pružný jistící kroužek
7	Jistící tělíska, pružný jistící kroužek	22	Clonící kroužek
8	Jádro řadicí spojky	23	Ozubené kolo 2. převodového stupně
9	Jistící kroužek	24	Jehlové ložisko pod ozubené kolo 2. převodového stupně
10	Řadicí objímka	25	Podložka pod ozubené kolo 2. převodového stupně
11	Clonící kroužek	26	Předloková hřídel
12	Ozubené kolo 1. převodového stupně	27	Pastorek koncového převodu
13	Jehlové ložisko pod ozubené kolo 1. převodového stupně	28	Kuželíkové ložisko
14	Podložka pod ozubené kolo 1. a 4. převodového stupně	29	Pojistný kroužek
15	Jehlové ložisko pod ozubené kolo 4. převodového stupně		



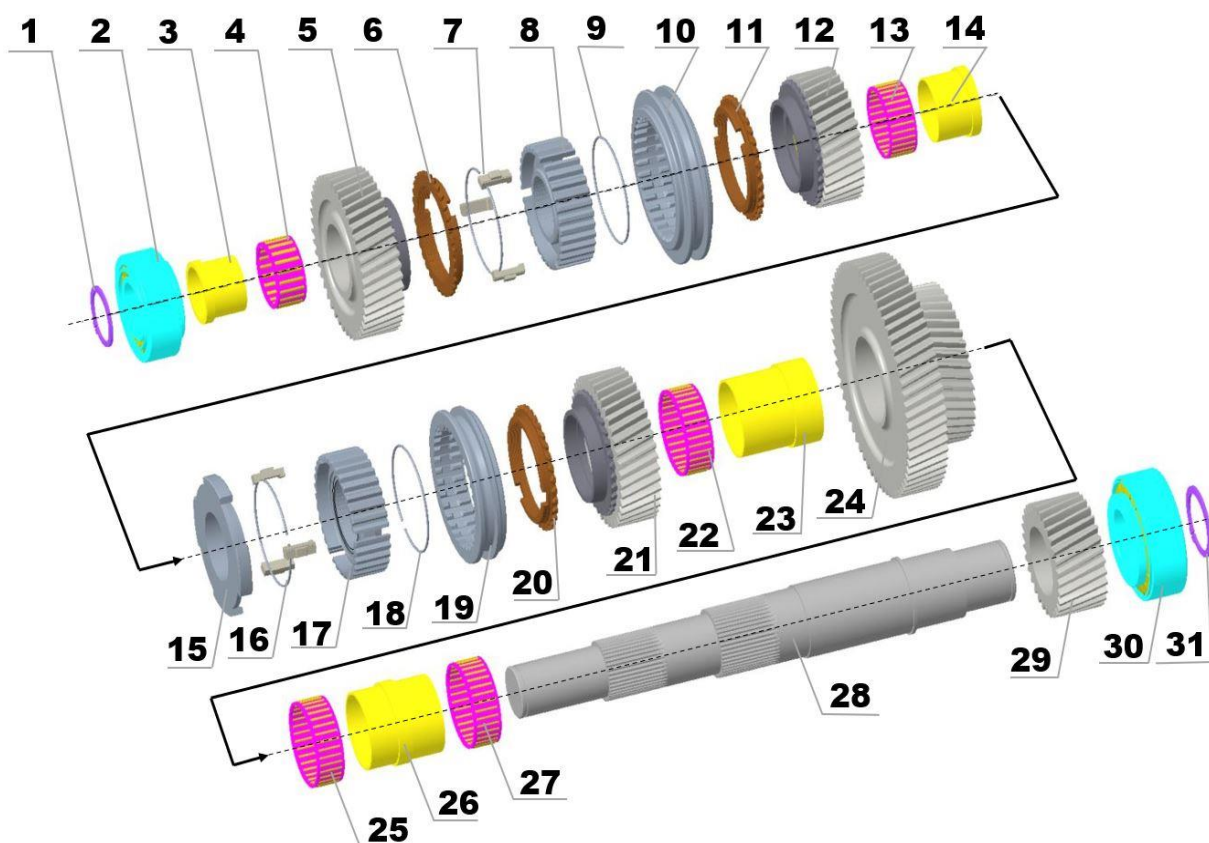
Obrázek 41: Předlohová hřídel 1 ve složeném stavu

4.3.5 SESTAVENÍ PŘEDLOHOVÉ HŘÍDELE 2 A JEJICH KOMPONENT

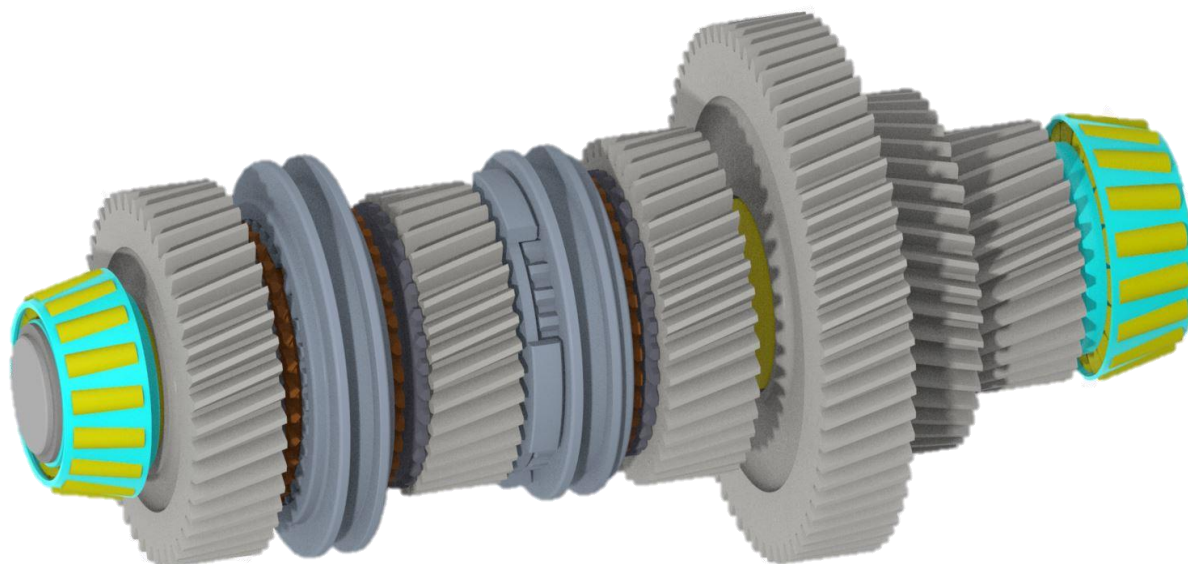
Základem je opět navržená samotná předlohová hřídel (pozice 28 – obrázek 42). Zleva je nejprve na hřídel nalisována podložka, na které se nachází dvě jehlová ložiska (pozice 25, 26, 27 – obrázek 42), na kterých je pak nasazeno zdvojené ozubené mezikolo (pozice 24 – obrázek 42) sloužící ke změně smyslu otáček při zařazením zpětného chodu. Ozubené kolo je zdvojené, jsou v podstatě dvě ozubená kola vedle, kdy díky rozdílným průměrům těchto dvou kol, je dosaženo požadovaného převodového poměru při zpětném chodu a při dané osové vzdálenosti hřídelí. Dále je nasazena sestava podložky, jehlového kola a ozubeného kola šestého převodového stupně (pozice 21, 22, 23 – obrázek 42), kdy se na ozubeném kole nachází třetí kužel s řadicím ozubením. Následuje jednostranná synchronizační řadicí spojka sloužící pouze pro zařazení šestého stupně. Ta se skládá z jádra spojky (pozice 17 – obrázek 42), které pevně spojeno přes evolventní drážkování k hřídeli. Na jádře se dále nachází tři jistící tělíska (pozice 16 – obrázek 42) a z pravé strany, kde probíhá zařazení do ozubeného kola šestého stupně se nachází pružný jistící kroužek a clonící kroužek (pozice 18 a 20 – obrázek 42). Na vnější ozubení jádra spojky se nachází řadicí objímka (pozice 19 – obrázek 42), které je umožněn axiální posuv jenom směrem do prava, kde se nachází řazené ozubené kolo. Do levé strany je posuv zamezen díky zarážce (pozice 15 – obrázek 42). Za zarážkou je nasazena podložka, jehlové ložisko a ozubené kolo sedmého převodového stupně (pozice 12, 13, 14 – obrázek 42). Následuje oboustranná synchronizační spojka pro zařazení pátého nebo sedmého převodového stupně (pozice 6, 7, 8, 9, 10, 11 – obrázek 42). Poté je společně s podložkou a jehlovým ložiskem nasazeno poslední ozubené kolo pátého převodového stupně (pozice 3, 4, 5 – obrázek 42). Nakonec je z levé strany na hřídel nalisováno kuželíkové ložisko (pozice 2 – obrázek 42) a umístěn pojistný kroužek (pozice 1 – obrázek 42). Z pravé strany je pak stejně jako u první předlohové hřídele umístěn pastorek koncového převodu (pozice 29 – obrázek 42), nalisováno kuželíkové ložisko (pozice 30 – obrázek 42) a nakonec nasazen pojistný kroužek (pozice 31 – obrázek 42). Celá sestava druhé předlohové hřídele a jejích komponent je zobrazena v rozloženém stavu na obrázku 42. Popis pozic na tomto obrázku je uveden v tabulce 32, sestava ve složeném stavu je zobrazena na obrázku 43.

Tabulka 32: Popis pozic uvedených na obrázku 42

Pozice na obr.41	Název komponenty	Pozice na obr. 41	Název komponenty
1	Pojistný kroužek	17	Jádro řadicí spojky
2	Kuželíkové ložisko	18	Pružný jistící kroužek
3	Podložka pod ozubené kolo 5. převodového stupně	19	Řadicí objímka
4	Jehlové ložisko pod ozubené kolo 5. převodového stupně	20	Clonící kroužek
5	Ozubené kolo 5. převodového stupně	21	Ozubené kolo 6. převodového stupně
6	Clonící kroužek	22	Jehlové ložisko pod ozubené kolo 6. převodového stupně
7	Jistící tělíska, pružný jistící kroužek	23	Podložka pod ozubené kolo 6. převodového stupně
8	Jádro řadicí spojky	24	Zdvojené ozubené mezikolo pro zařazený zpětný chod
9	Jistící kroužek	25	Jehlové ložisko pro uložení ozubeného mezikola
10	Řadicí objímka	26	Podložka pod ozubené mezikolo
11	Clonící kroužek	27	Jehlové ložisko pro uložení ozubeného mezikola
12	Ozubené kolo 7. převodového st.	28	Předloková hřídel
13	Jehlové ložisko pod ozubené kolo 7. převodového stupně	29	Pastorek koncového převodu
14	Podložka pod ozubené kolo 7. převodového stupně	30	Kuželíkové ložisko
15	Zarážka	31	Pojistný kroužek
16	Jistící tělíska		



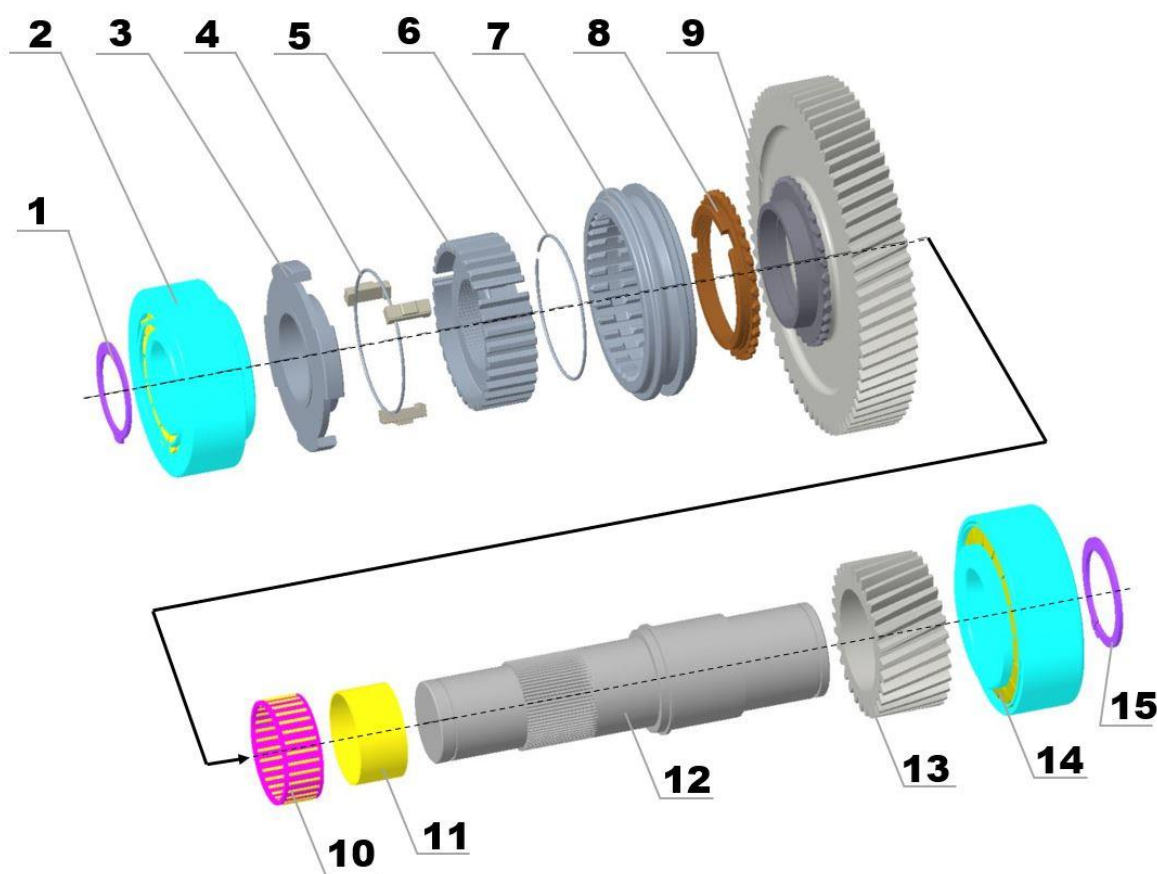
Obrázek 42: Předlohová hřídel 2 v rozloženém stavu



Obrázek 43: Předlohová hřídel 2 ve složeném stavu

4.3.6 SESTAVENÍ PŘEDLOHOVÉ HŘÍDELE PRO ZPĚTNÝ CHOD A JEJICH KOMPONENT

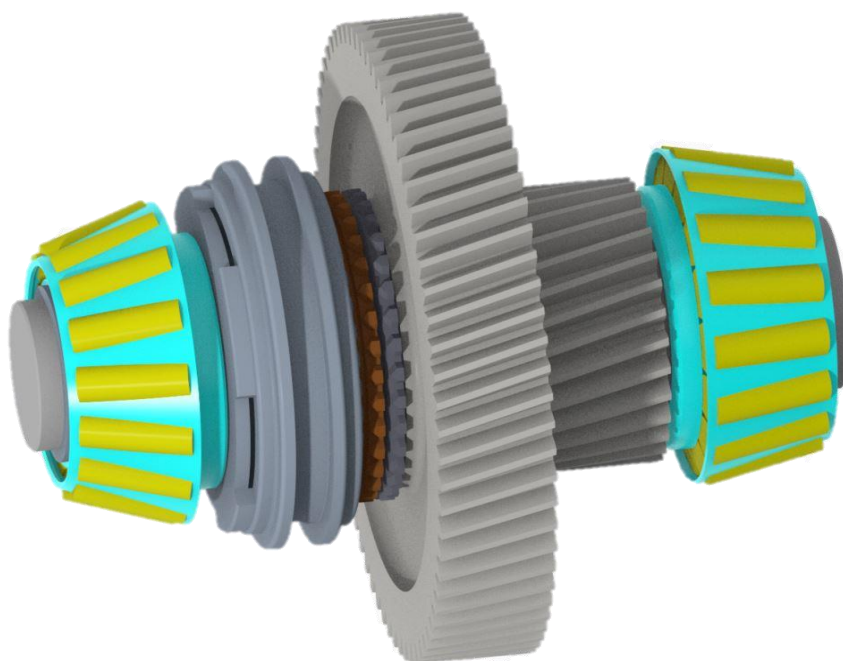
Tato poslední nejjednodušší předlohová hřídel se skládá ze samotné předem navržené hřídele (pozice 12 – obrázek 44), na kterou je zleva nasazeno ozubené kolo zpětného chodu (pozice 9 – obrázek 44) obsahující třecí kužel a řadicí ozubení umožňující zařazení. Ozubené kolo je na hřídeli uloženo točně pomocí jehlového ložiska s podložkou (pozice 10 a 11 – obrázek 44), která se nasazena hřídeli. Následuje jednostranná řadicí synchronizační spojka, která je obdobná jako pro zařazené šestého převodového stupně. Zlevé strany se nachází zarážka (pozice 3 – obrázek 44), která zabráňuje řadicí objímce (pozice 7 – obrázek 44) pohyb do levé strany. Na konec je zleva nalisováno kuželíkové ložisko (pozice 2 – obrázek 44) a nasazen pojistný kroužek (pozice 1 – obrázek 44). Z pravé strany je pak stejně jako ostatních předlohových hřídelí nalisován pastorek zpětného chodu (pozice 13 – obrázek 44), za ním je nalisováno kuželíkové ložisko (pozice 14 – obrázek 44) a nakonec nasazen pojistný kroužek (pozice 15 – obrázek 44). Celá sestava v rozloženém stavu je zobrazena na obrázku 44, popis jednotlivých komponent na tomto obrázku 44 je uveden v tabulce 33. a celá sestava předlohové hřídele pro zpětný chod a jejich komponent je zobrazena ve složeném stavu na obrázku 45.



Obrázek 44: Předlohová hřídel pro zpětný chod v rozloženém stavu

Tabulka 33: Popis pozic uvedených na obrázku 44

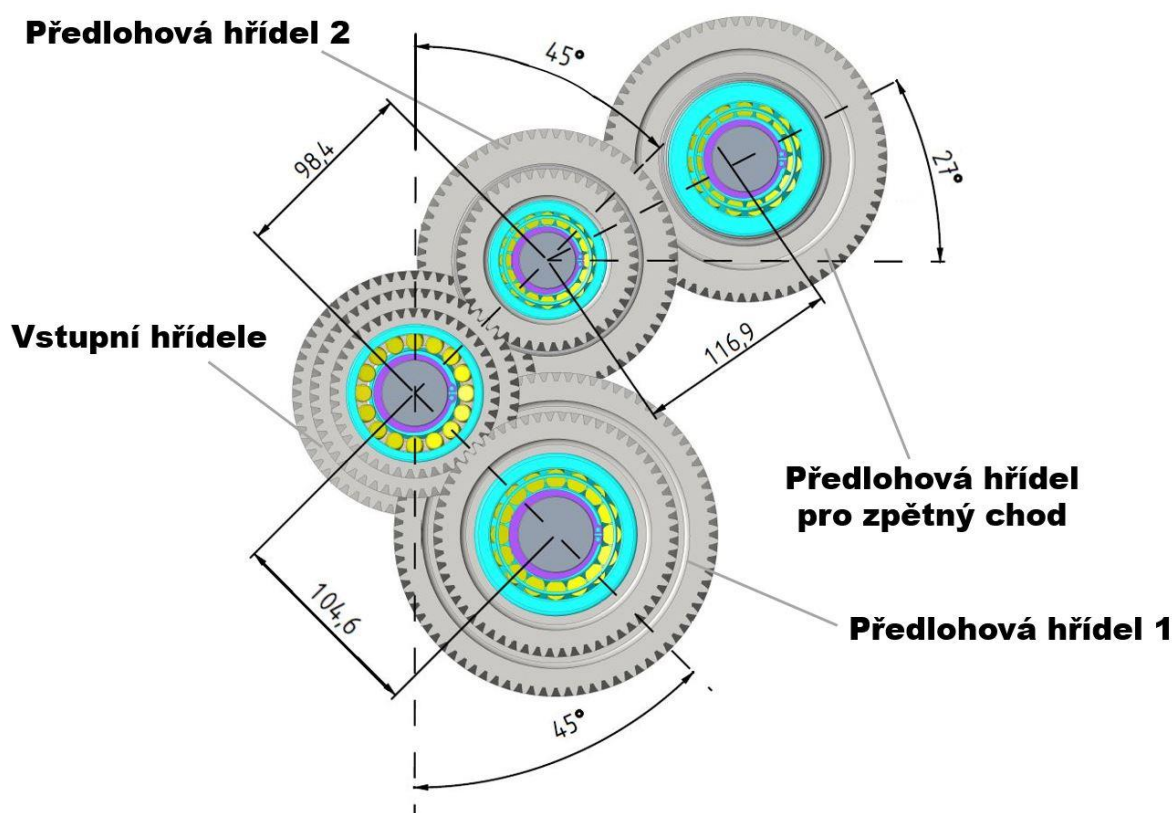
Pozice na obr.43	Název komponenty	Pozice na obr. 43	Název komponenty
1	Pojistný kroužek	9	Ozubené kolo zpětného chodu
2	Kuželíkové ložisko	10	Jehlové ložisko pod ozubené kolo zpětného chodu
3	Zarážka	11	Podložka pod ozubené kolo zpětného chodu
4	Jistící tělíska	12	Předlohová hřídel
5	Jádro řadicí spojky	13	Pastorek koncového převodu
6	Pružný jistící kroužek	14	Kuželíkové ložisko
7	Řadicí objímka	15	Pojistný kroužek
8	Clonící kroužek		



Obrázek 45: Předlohová hřídel pro zpětný chod ve složeném stavu

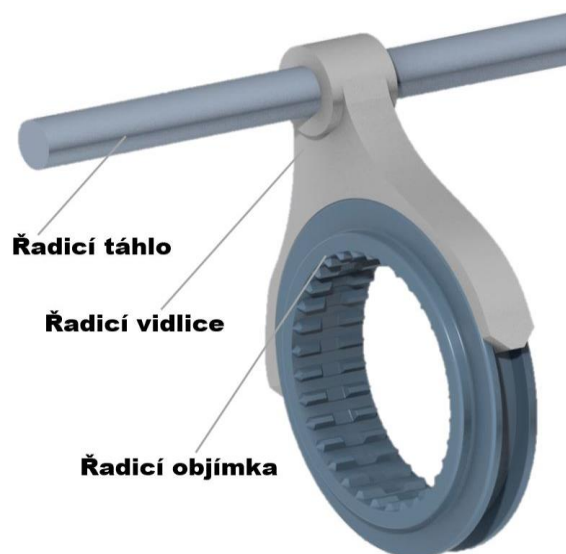
5 SESTAVENÍ A ULOŽENÍ VŠECH KOMPONENT PŘEVODOVKY

Hlavními funkčními částmi převodovky jsou navržené dvě vstupní hřídele a tři předlohovové hřídele. Výchozí je postavení vstupních hřídelí, která jsou přes spojky spojena s motorem automobilu. Tyto vstupní hřídele jsou dále v určité osové vzdálenosti spojena s předlohovými hřídeli pro dopředné rychlosti přes ozubená kola. První předlohová hřídel obsahující ozubení pro převody „do pomala“ je od vstupních hřídelí vzdálena o osovou vzdálenost $a_{11} = 104,6$ mm a pootočena o úhel 45° směrem dolů. Druhá předlohová hřídel s ozubením pro převody „do rychla“ je uložena vůči vstupním hřídelím v osové vzdálenosti $a_{12} = 98,4$ mm a je pootočena o úhel 45° směrem nahoru. Poslední předlohová hřídel, která je v záběru s ozubením na druhé předlohovové hřídeli je vůči této hřídeli vzdálena o osovou vzdálenost $a_{23} = 116,9$ mm a pootočena o 27° . Toto uložení hřídelí vůči sobě je názorně zobrazeno na čelním pohledu na sestavu na obrázku 46.

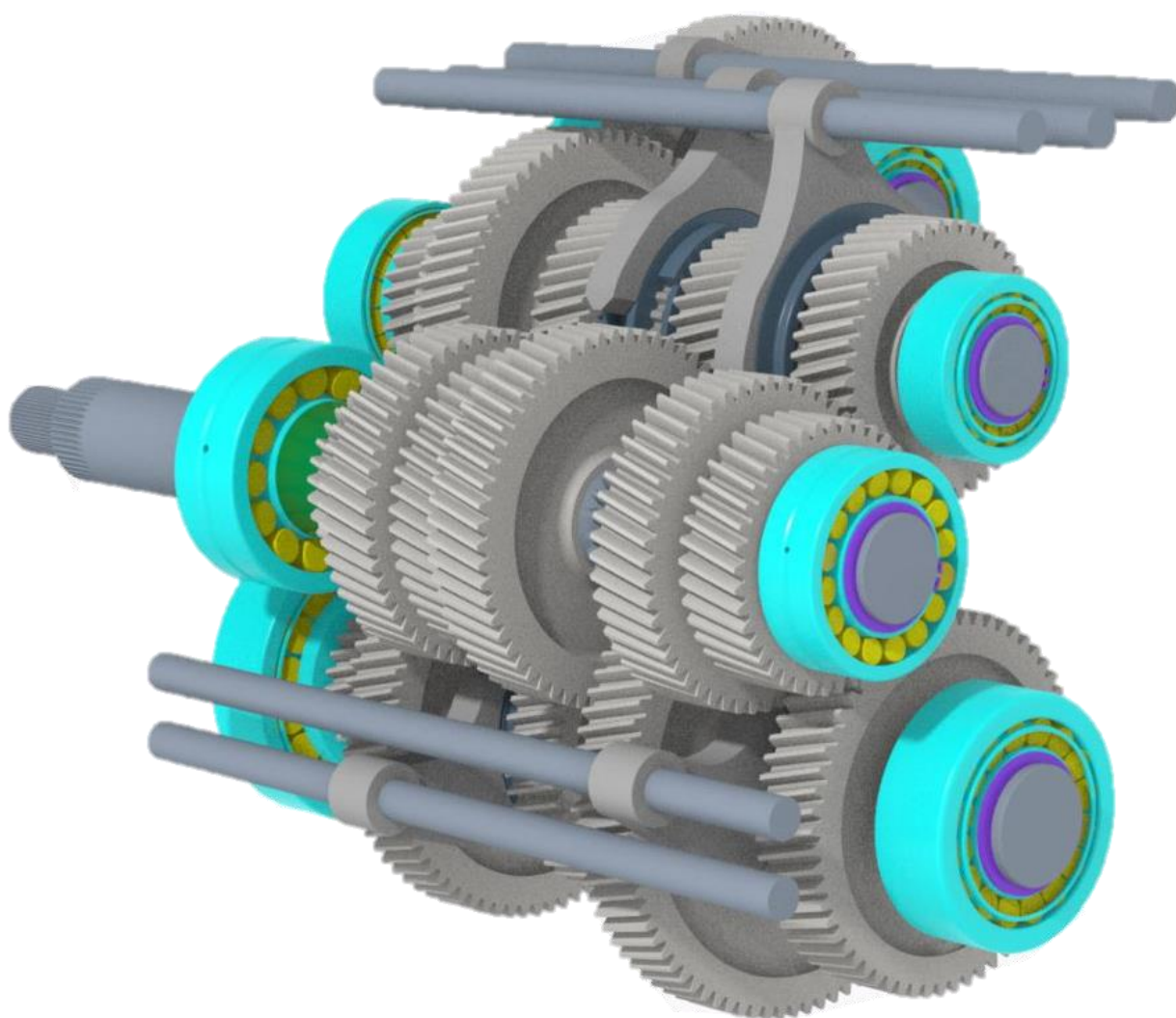


Obrázek 46: Uložení jednotlivých hřídelí převodovky vůči sobě

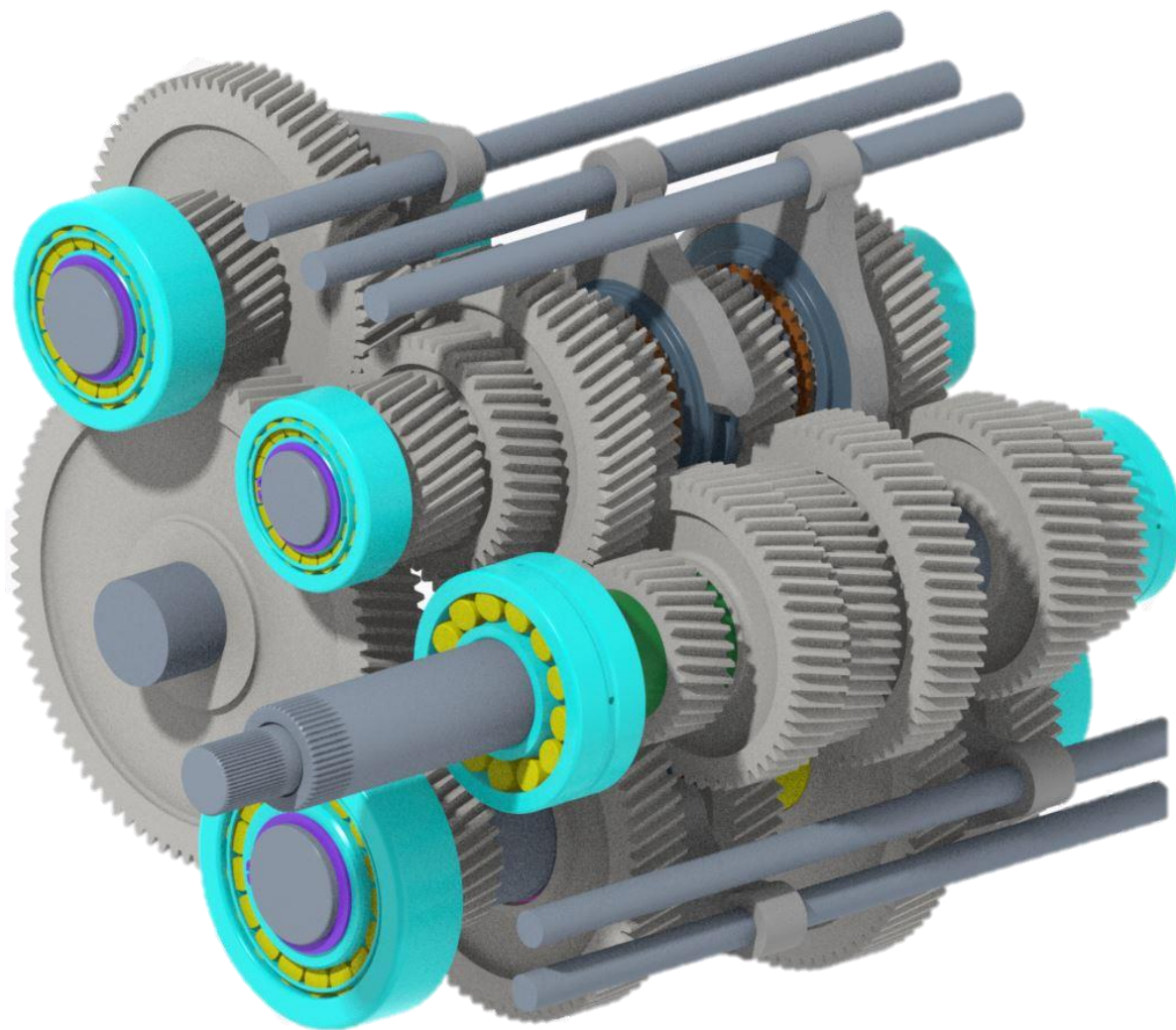
Dále byl proveden alespoň hrubý návrh řadicích vidlic a řadicích táhel, které s vidlicemi pohybují v axiálním směru. Díky tomu, že na předlohových hřídelích převodovky nachází celkem 5 řadicích spojek, byla pro každou spojku navržena jedna řadicí vidlice a jedno řadicí táhlo. Vidlice svým vnitřním tvarem zapadá do vybrání v řadicí objímce. V horní části vidlice se nachází otvor, do kterého je zalisováno řadicí táhlo, které pak přes vidlici pohybuje řadicí objímkou a zajišťuje tak řadicí pohyb. Schéma tohoto řadicího mechanismu je uvedeno na obrázku 47. Celá sestava funkčních částí převodovky včetně řadicího systému je uvedena na obrázku 48 a obrázku 49.



Obrázek 47: Schéma sestavení řadící vidlice, táhla a objímky



Obrázek 48: Sestava funkčních částí převodovky – pohled 1

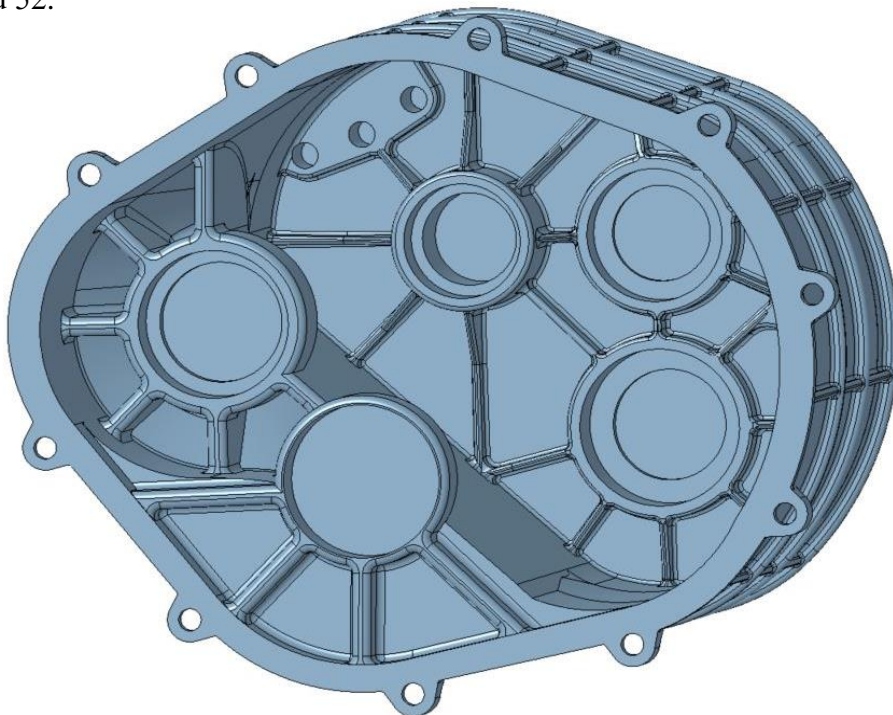


Obrázek 49: Sestava funkčních částí převodovky – pohled 2

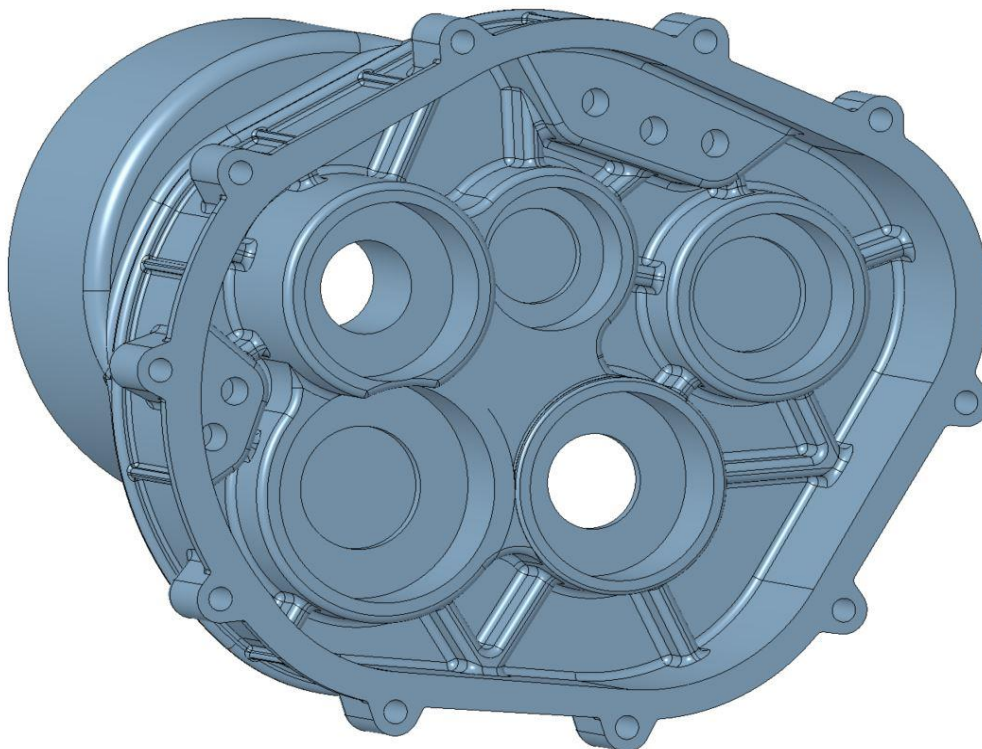
5.1 SKŘÍŇ PŘEVODOVKY

Hlavním cíle u návrhu skříně převodovky v této práci bylo zajistit uložení funkčních částí převodovky do skříně převodovky, která pak bude celá připevněna k motoru. Navrhovaná skříň se skládá ze dvou částí. První část převodovky je umístěna na hřídele z leva, kde žádná z hřídelí nevystupuje a celá tato část skříně je tak zaslepená. Tato část skříně se tedy skládá z čelní stěny, na které se nachází tři nákrůžky pro nalisování ložisek vstupní hřídele a dvou předlokových hřídelí. Pro zpevnění je mezi nákrůžky na čelní stěně vytvořeno žebrování. Skříň dále pokračuje pláštěm, který zakrývá vnitřní části převodovky a pro zpevnění je také opatřen žebrováním. Dále se zde nachází nákrůžek pro nalisování ložiska předlohové hřídele pro zpětný chod. A nákrůžek pro ložisko výstupní hřídele. Na druhé čelní ploše této části skříně se nachází styčná plocha, na které budou obě části převodové skříně k sobě doraženy. Kolem této styčné plochy se nachází deset výběžků, ve kterých se nachází otvory pro šrouby. Pohled do vnitřního prostoru této první části skříně je uveden na obrázku 50. Základem druhé části převodovky je vnitřní čelní plocha s pěti nákrůžky pro ložiska vstupní, předlokových i výstupní hřídele. Pro zpevnění se mezi těmito nákrůžky nachází žebrování. Jelikož na této straně převodovky vystupují vstupní hřídele a výstupní hřídele, jsou zde vytvořeny dva výstupní otvory. Z vnějšku tohoto čela budou dále nasazeny spojky, bude zde taky provedeno uchycení převodovky

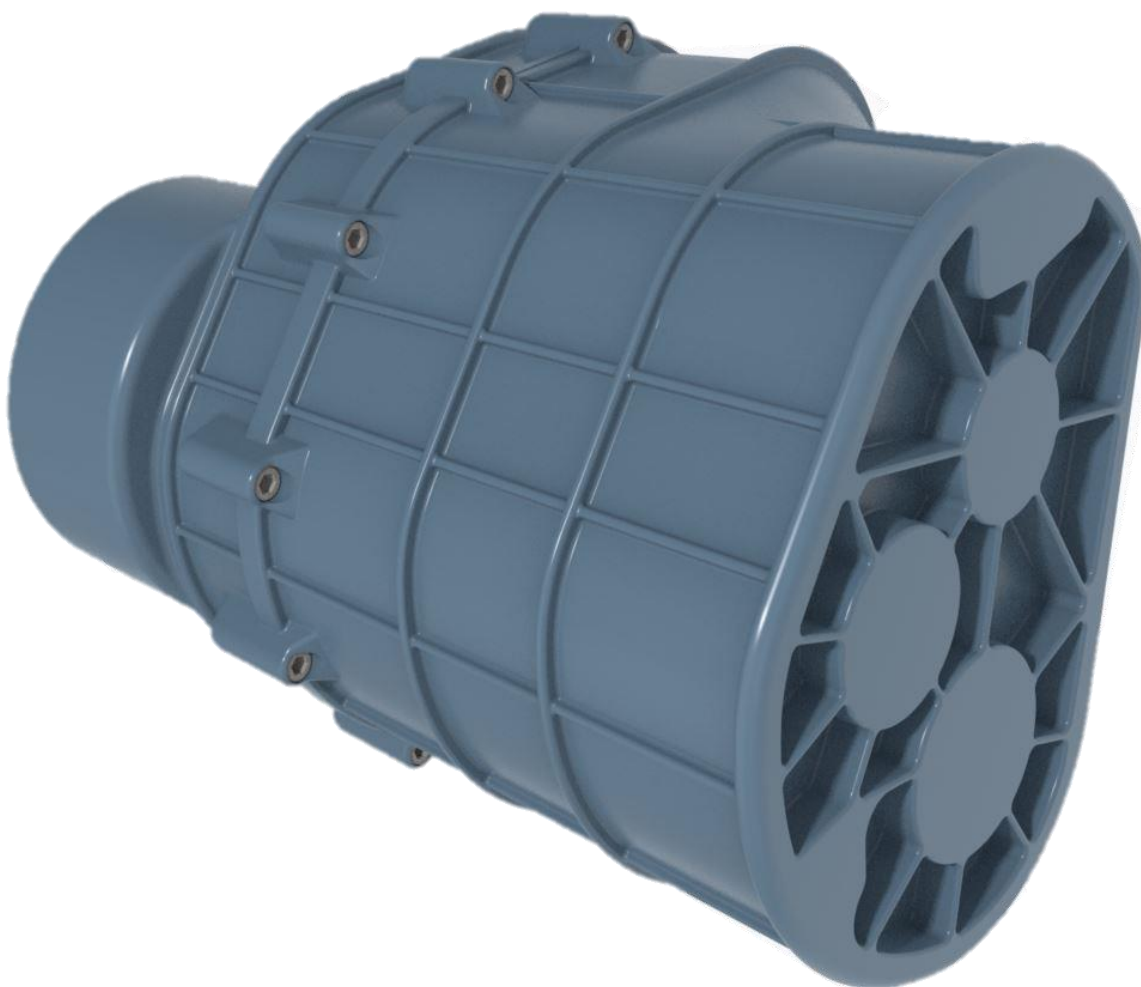
k motoru, případně zde bude namontována skříň s diferenciálem. Dále se druhá část skříně skládá z pláště, na kterém je pro zpevnění vyrobeno žebrování a následně ze styčné plochy, pro doražení k první části převodovky. Na okraji styčné plochy se nachází opět deset výstupků, ve kterých je díra se závitem. Pohled do vnitřního prostoru druhé části této převodové skříně je uveden na obrázku 51. Obě části převodovky jsou pak k sobě smontovány pomocí deseti šroubů s vnitřním šestihranem M12x40. Celá sestava skříně převodovky ve smontovaném stavu je na obrázku 52.



Obrázek 50: Pohled do vnitřního prostoru první části skříně převodovky



Obrázek 51: Pohled do vnitřního prostoru druhé části skříně převodovky



Obrázek 52: Sestava skříně převodovky ve smontovaném stavu

Tento základní návrh skříně by ještě určitě nemohl být finální. Dále by muselo být provedeno uložení dalších součástí převodovky jako je mechatronika, olejové čerpadlo, olejový filtr, řadicí mechanismus a další, případně by muselo být vyřešeno uložení diferenciálu, spojek a uložení celé převodovky k motoru. Tyto aspekty, které by si vyžádaly další konstrukční změny na obou částech skříně, v této práci už ale nebyly řešeny.

6 KONTROLA VYBRANÝCH KONSTRUKČNÍCH UZLŮ

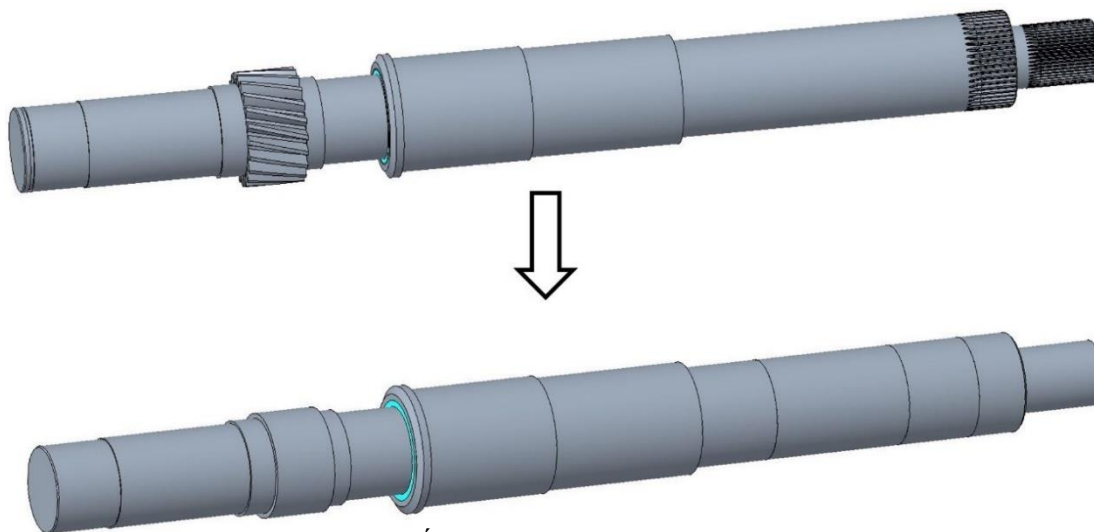
Automobilové převodovky jsou obecně geometricky složitými mechanismy a při jejich návrhu nestačí pouze analytické výpočty. Proto je potřeba tvorby matematického modelu například pomocí metody konečných prvků, kdy je tato metoda založena na řešení spojitého problému, který je převeden na problém diskrétní. Postup při řešení úloh touto metodou spočívá v tvorbě geometrie 3D modelu dané součásti, následné diskretizaci tohoto modelu, definování materiálových vlastností a okrajových podmínek, nastavení řešiče a konečném výpočtu. Přesnost celého výpočtu pak závisí na vytvořené síti konečných prvků, kde záleží, jakou metodou je síť vytvořena a také na uspořádání a hustotě uzlových bodů. Důležité je také správné definování okrajových podmínek. Všechny tyto faktory mají vliv na výsledky celého řešení dané úlohy, kdy cílem tohoto řešení je co nejvíce se přiblížit chování reálného tělesa. [56] [57]

6.1 VÝPOČET PRŮHYBU VSTUPNÍCH HŘÍDELÍ

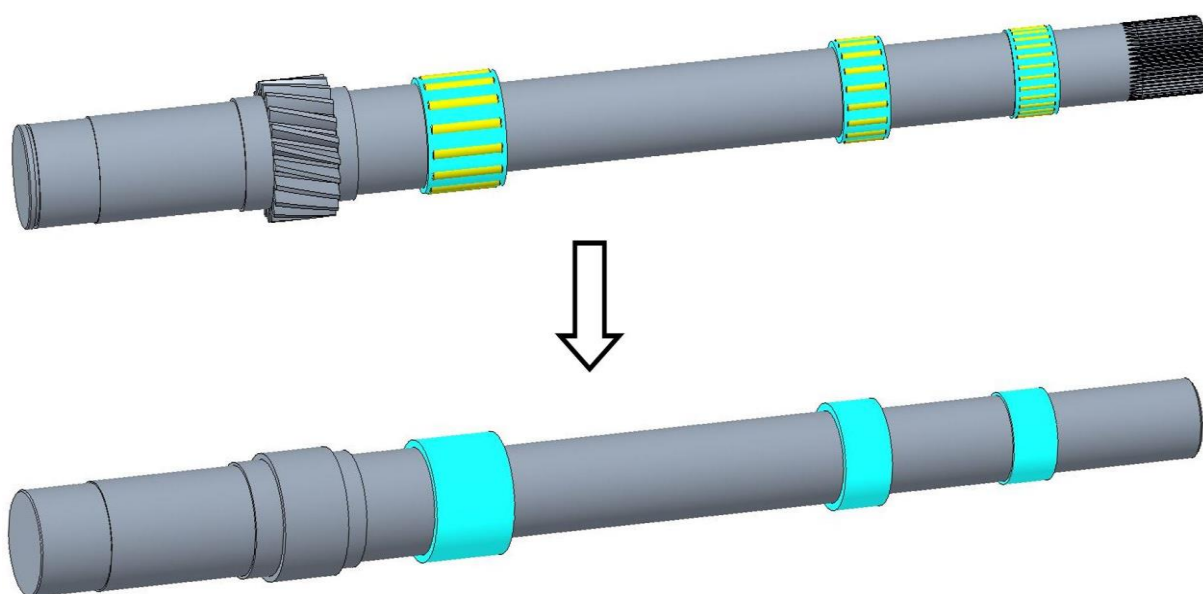
Navrhovaná převodovka obsahuje dvě vstupní hřídele, na které je přiváděn točivý moment od motoru, který je vždy přes ozubené soukolí přenášen dál na předlohovový hřídel. V každém okamžiku je na hřídeli v záběru maximálně jedno ozubení převodového stupně, který je právě zařazen. Sestava těchto dvou hřídelů je pak uložena do skříně převodovky pomocí dvou valivých ložisek, kdy všechna ozubená kola jsou uložena právě mezi těmito ložisky. Při zatížení pak ozubená kola generují ohybový moment, který má za následek průhyb hřídelí.

6.1.1 PŘÍPRAVA ANALÝZ

Na výchozí geometrii sestavy vstupních hřídelí bylo pro zjednodušení provedeno několik změn, které zásadně neovlivní výsledky výpočtu. Zjednodušený model pak dosahuje menších časů výpočtu a lépe se tvoří síť konečných prvků. Dalším důvodem pro zjednodušení bylo omezení počtu prvků licencí v Ansysu Workbench, kdy byla použita licence ANSYS Academic Teaching Mechanical and CFD. Bylo vycházeno z vytvořeného modelu hřídelí v Creo Parametric, ve stejném softwaru pak byly provedeny i úpravy (obrázek 53 a obrázek 54), kdy byly odstraněny drážky pro pojistné kroužky, ozubení prvního převodového stupně, které je součástí hřídele bylo nahrazeno válcovou plochou, jehličková ložiska, přes která je uložena dutá hřídel na plném hřídeli, byla nahrazena také válcovými plochami a drážkování pro spojení hřídelí se spojkami bylo rovněž nahrazeno válcovými plochami.



Obrázek 53: Úpravy na geometrii vstupních hřídelí



Obrázek 54: Úpravy na geometrii vstupních hřídelí – pohled bez duté vstupní hřídele

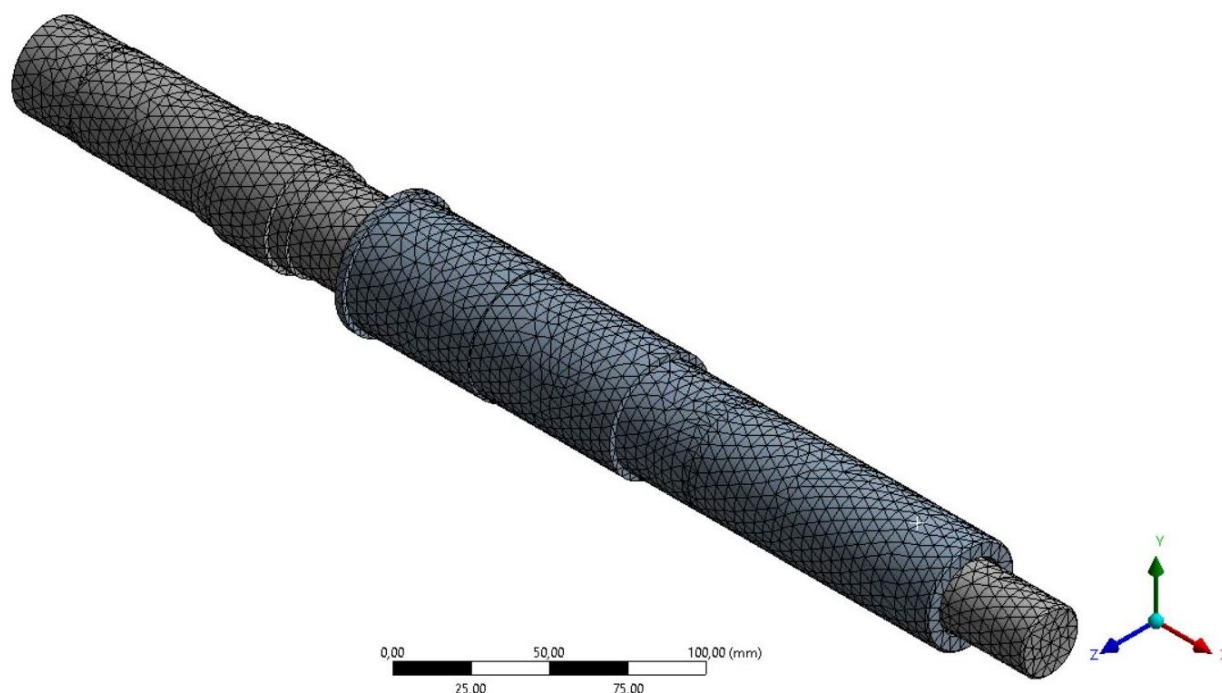
Dále byl pro analýzu nastaven materiál hřídelí, kdy byly použity materiálové hodnoty oceli 16MnCr5, ze které jsou hřídele vyrobeny. Vybrané materiálové vlastnosti, které byly nastaveny jako materiál pro analýzu jsou uvedeny v tabulce 34.

Tabulka 34: Vybrané materiálové vlastnosti oceli nastavované při analýze

Název	Označení [jednotka]	Hodnota
Mez kluzu	R_e [MPa]	640
Mez pevnosti	R_m [MPa]	1100
Hustota	ρ [$kg \cdot m^{-3}$]	7850
Youngův modul pružnosti	E [MPa]	200 000
Poissonovo číslo	μ [–]	0,3

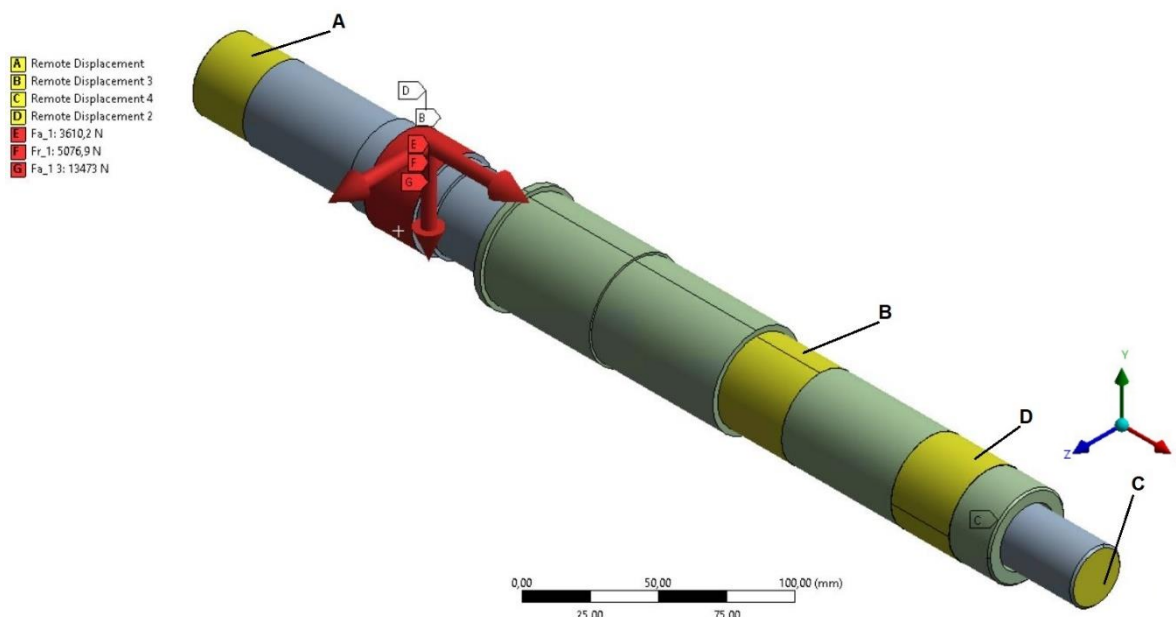
Vzhledem k tomu, že se jedná o sestavu hřídelů a ložisek, nachází se zde několik kontaktů. Tyto kontakty jsou mezi vnějšími průměry plné hřídele a vnitřními průměry všech třech jehličkových ložisek, a také mezi vnitřními průměry duté hřídele a vnějšími průměry těchto ložisek. Pro analýzu byly všechny tyto kontakty nastaveny typu Bonded.

V dalším kroku byla provedena diskretizace, kdy došlo k nastavení a vygenerování sítě konečných prvků. Cílem bylo vytvořit co nejvyšší hustotu sítě, nicméně z důvodu omezeného počtu elementů u použité licence, byla nastavena velikost prvku na 5 mm. Následně pak byla vygenerována síť, která byla použita pro výpočet a je uvedena na obrázku 55.



Obrázek 55: Diskretizovaný model vstupních hřídelí

Následujícím krokem bylo nastavení okrajových podmínek výpočtu. Vstupní hřídele jsou uloženy mezi dvěma ložisky, která umožňují axiální posuv. Proto na plochy A a B (obrázek 56), kde se nachází tato dvě ložiska bylo zamezeno posuvům i rotacím v osách Y a Z. Hřídel rotuje kolem osy X a v této ose také ložisko umožňuje axiální posuv, proto rotace i posuv v této ose byl ponechán volný. Dále bylo na části hřídele, kde vstupuje točivý moment od motoru (plocha C – obrázek 56) zamezeno rotaci kolem osy X a ostatní posuvy a rotace zůstaly volné. Poslední vazba, byla vytvořena na ploše D, kde se nachází kuličkové ložisko, pro uložení skříně se spojkami. Zde bylo stejně jako u ložisek na plochách A i B zamezeno posuvům i rotacím v osách Y a Z a posuv i rotace kolem osy X zůstaly volné. Mezi ozubenými koly, která jsou zatěžována točivým momentem od motoru vzniká normálová síla. Vzhledem k tomu, že se v případě navrhované převodovky jedná o čelní ozubená kola se šikmými zuby, dá se tahle normálová síla rozložit na obvodovou, radiální a axiální sílu, všechny tyto síly působí ve výpočtovém modelu na roztečné kružnici a ve středu šířky ozubeného kola. Velikost těchto sil byla vypočítána již v předešlém návrhu v kapitole 4.1.3. Toto silové zatížení bylo postupně nastaveno na pastorky všech převodových stupňů a následně byl proveden výpočet. Ukázkové nastavení okrajových podmínek pro první převodový stupeň je na obrázku 56.



Obrázek 56: Okrajové podmínky analýzy vstupních hřídelí při zařazeném prvním stupni

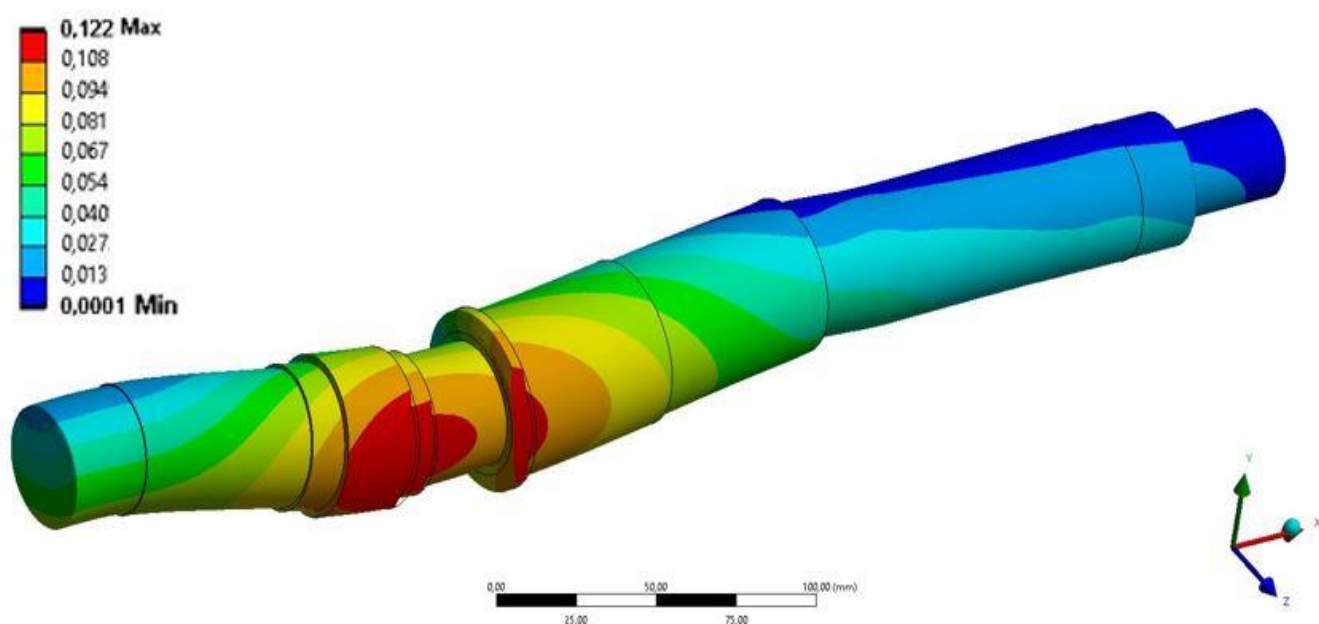
Posledním krokem přípravy analýzy bylo nastavení samotného výpočtu, kdy pro zjištění průhybu hřídelí byl nastaven výpočet celkové deformace a pro zjištění maximálního napětí podle podmínky HMH byl nastaven výpočet Ekvivalentního napětí (von-Mises).

6.1.2 VYHODNOCENÍ ANALÝZ

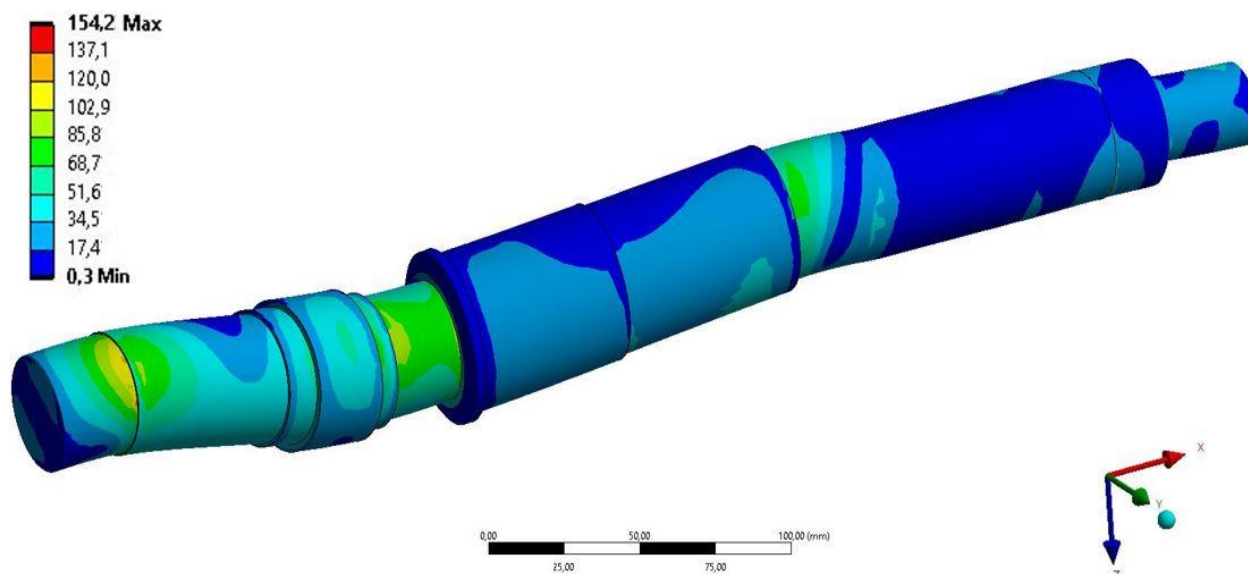
Po dokončení všech simulací pro jednotlivé rychlostní stupně, jejichž nastavení bylo popsáno v předešlé kapitole, bylo možné zobrazit výsledky požadovaných parametrů. Bylo vypočteno napětí podle podmínky HMH, jehož hodnota je důležitá z hlediska bezpečnosti vzhledem k meznímu stavu pružnosti. Výsledná hodnota tohoto napětí by neměla překročit mez kluzu materiálu hřídele, jinak by došlo k trvalé plastické deformaci hřídele. Druhým vypočteným parametrem byl průhyb hřídelí, jehož hodnota by mohla ovlivnit velikost mezery mezi spoluzabírajícími ozubenými koly. Výsledné hodnoty maximálního průhybu a maximálního napětí HMH pro všechny ozubená kola na vstupních hřídelích jsou uvedena v tabulce 35. Na obrázku 57 je zobrazena průhybová deformace vstupních hřídelí pro zařazený první rychlostní stupeň. Z obrázku je patrné, že k největšímu průhybu 0,122 mm dochází přibližně uprostřed mezi ložisky, kde se nachází zatěžované ozubené kolo. Napětí HMH pro tento stupeň je zobrazeno na následujícím obrázku 58. **Chyba! Nenalezen zdroj odkazů.**, ze kterého lze vidět, že největšího napětí 154,22 MPa je dosaženo v přechodu na větší průměr hřídele v místě kde se nachází levé ložisko.

Tabulka 35: Přehled maximálních průhybů a napětí HMH na vstupních hřídelích

Zařazený převodový stupeň	Maximální průhyb hřídelí [mm]	Maximální napětí HMH [MPa]
1.	0,122	154,2
2.	0,084	195,8
3.	0,228	215,3
4.	0,181	247,2
5.	0,207	190,4
6.	0,171	235,3
7.	0,192	241,0
R	0,095	149,5



Obrázek 57: Deformace vstupních hřídelů při prvním zařazení stupni



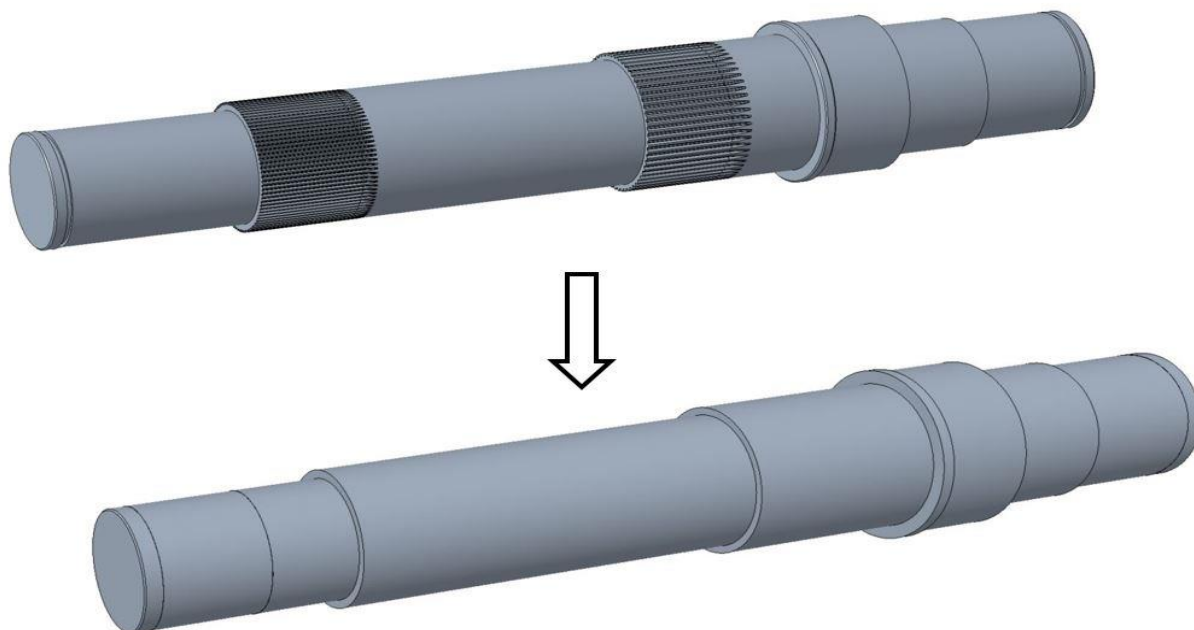
Obrázek 58: Napětí podle podmínky HMM na vstupních hřídelích při zařazeném prvním stupni.

6.2 VÝPOČET PRŮHYBU PŘEDLOHOVÝCH HŘÍDELÍ

V převodovce se dále nachází tři předlohové hřídele. Na tyto hřídele je přes příslušné ozubení přiváděn točivý moment a přes ozubení koncového převodu je dále převáděn na výstupní hřídel. V každém okamžiku při zařazené rychlosti jsou v záběru vždy dvě ozubení. Konstrukce všech třech předlohoových hřídelí je velmi podobná, kdy je vždy na obou koncích hřídele kuželíkové ložisko, za které je pak hřídel uložena do skříně převodovky. Mezi těmito ložisky se pak nachází ostatní komponenty, a to hlavně ozubená kola příslušných převodových stupňů a pastorky koncového převodu. Při zatížení pak vnikají síly v ozubení, které je právě zařazené a v ozubení koncového převodu. Tyto síly pak mají za následek vznik ohybového momentu a následně průhybu hřídele.

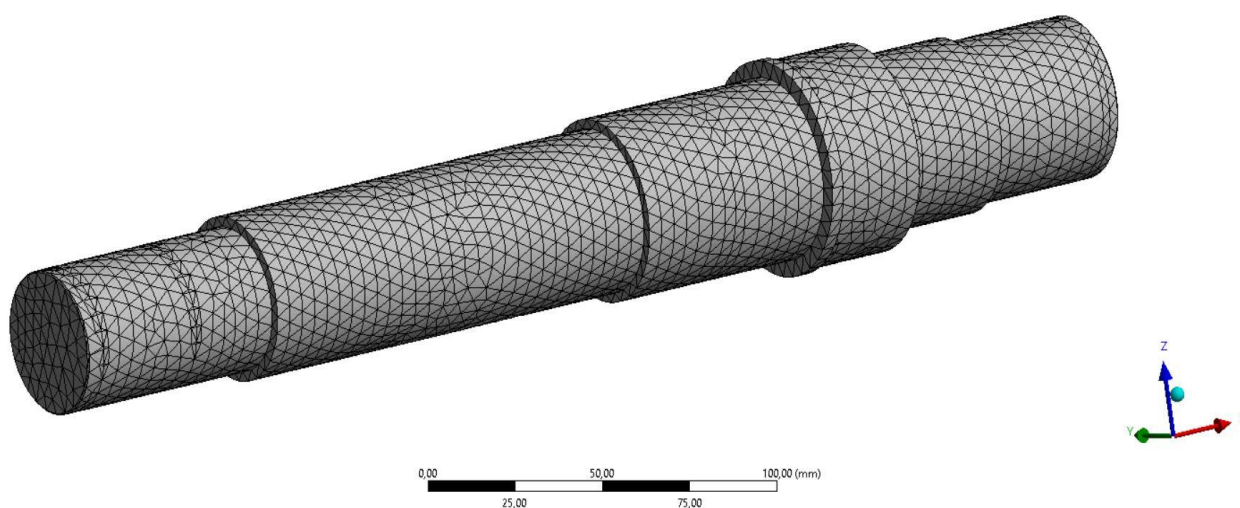
6.2.1 PŘÍPRAVA ANALÝZ

Geometrie jednotlivých předlohoových hřídelí jsou velmi podobné, proto i změny provedené na těchto geometriích byli stejné. Změny byly provedeny z důvodu omezení počtu prvků u licence ve výpočtovém softwaru, zkrácení výpočtového času a lepších podmínek pro diskretizaci stejně jako v případě analýzy vstupních hřídelí. Ze všech hřídelí byli odstraněny drážky pro pojistné kroužky a byla odstraněna evolventní drážkování, která byla nahrazena válcovými plochami. Přehled změn na geometrii je názorně uveden na předlohové hřídeli pro převodové stupně „do pomala“ (obrázek 59). Úpravy ostatních předlohoových hřídelí vypadaly prakticky stejně. Dále byl pro analýzu nastaven materiál hřídelí, kdy byl použit stejný materiál ocel 16MnCr5 se stejnými hodnotami materiálových vlastností jako při analýze vstupních hřídelí v kapitole 6.1.1. Jelikož se jedná o analýzu hřídele jako jedné součásti, nejsou zde žádné kontakty.



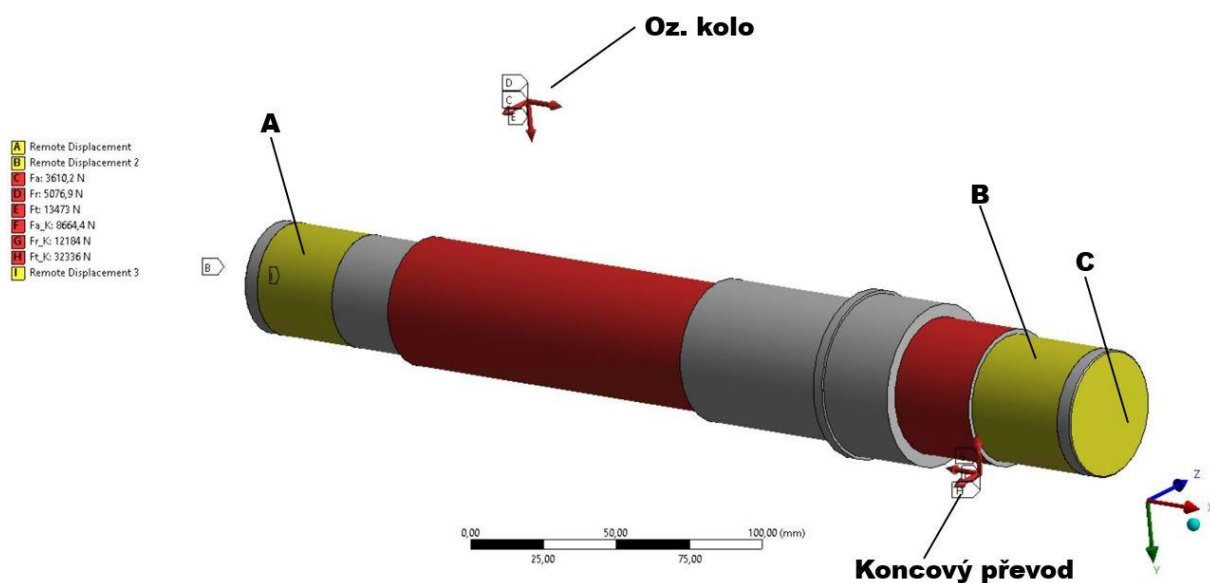
Obrázek 59: Úpravy na geometrii předlokové hřídele 1

Následně byla provedena diskretizace. Podobně jako u analýzy vstupních hřídelí byla z důvodu omezeného počtu elementů u všech předlokových hřídelích vygenerována síť o velikosti prvku 5 mm. Příklad takto diskretizovaného modelu je pro první předlohou hřídel uveden na obrázku 60.



Obrázek 60: Diskretizovaný model předlokové hřídele 1

Při nastavení okrajových podmínek bylo vycházeno z uložení hřídelí mezi dvěma kuželíkovými ložisky, kdy je předpokládáno, že jedno z těchto ložisek bude zachytávat axiální sílu, která vzniká vlivem šikmého ozubení. Na základě tohoto předpokladu bylo na ploše A (obrázek 61), zamezeno posuvům ve všech směrech a rotacím ve směru osy Y a Z, rotace kolem osy X, kolem které se hřídel otáčí zůstala volná. Na této ploše A je uloženo kuželíkové ložisko, u kterého se předpokládá, že bude zachytávat axiální sílu. Na ploše B (obrázek 61), kde se nachází druhé kuželíkové ložisko bylo zamezeno rotacím i posuvům v ose Y a Z, rotace i posuv v ose X zůstali volné. Jelikož se hřídel otáčí kolem osy X, bylo nastaveno poslední omezení na plochu C (obrázek 61), kdy bylo zamezeno rotaci kolem osy X a všechny ostatní posuvy a rotace zůstali volné. Na předlohových hřídelích jsou v záběru vždy dvě ozubená soukolí, mezi zuby těchto soukolí vzniká normálová síla, která se dá dále rozložit na obvodovou, radiální a axiální sílu. Tato trojice sil působí vždy na ozubení koncového převodu a na ozubení kola, které je právě zařazeno. Na výpočtovém modelu všechny tyto síly působí na roztečné kružnici a ve středu šířky příslušného ozubeného kola. Velikost všech těchto sil, která byla do okrajových podmínek nastavena byla vypočtena již v kapitole 4.1.3. Takto popsané silové zatížení bylo postupně nastaveno pro všechny ozubená kola na všech předlohových hřídelích a následně byl proveden výpočet. Názorné nastavení okrajových podmínek pro první předlohovou hřídel a zařazený první převodový stupeň je uvedeno na obrázku 61. Okrajové podmínky pro ostatní předlohové hřídeli byly nastaveny analogicky stejně.



Obrázek 61: Okrajové podmínky pro analýzu předlohové hřídele 1 při zařazeném prvním stupni

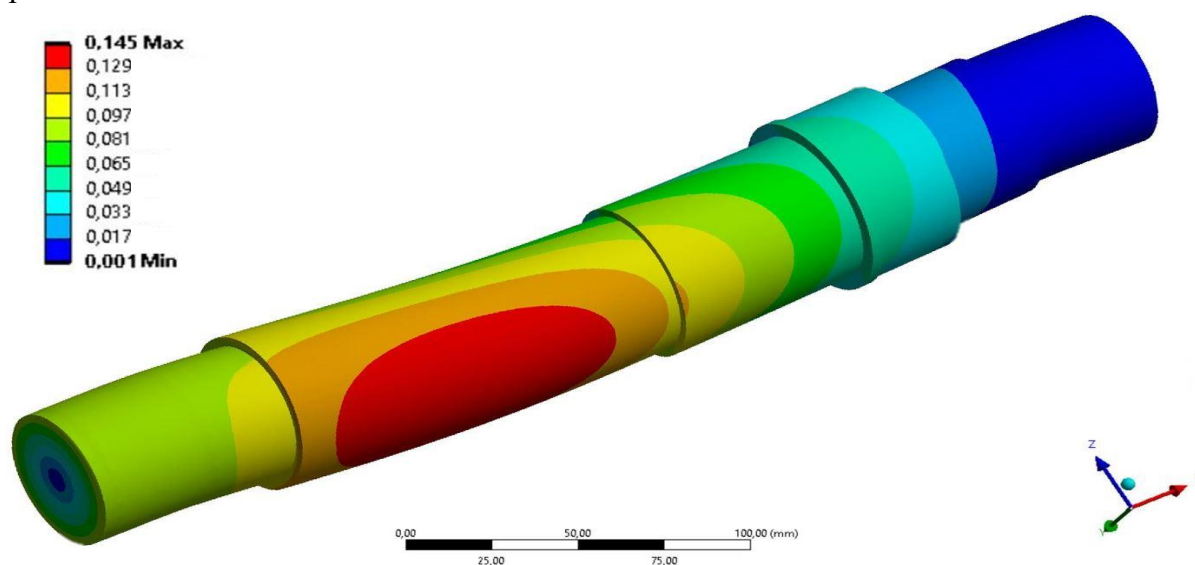
6.2.2 VYHODNOCENÍ ANALÝZ

Pro všechny předlohové hřídele a všechny převodové stupně byla vypočítána celková deformace a napětí podle podmínky HMH (von-Mises). Všechny výsledné maximální hodnoty těchto analýz jsou uvedeny v tabulce 36.

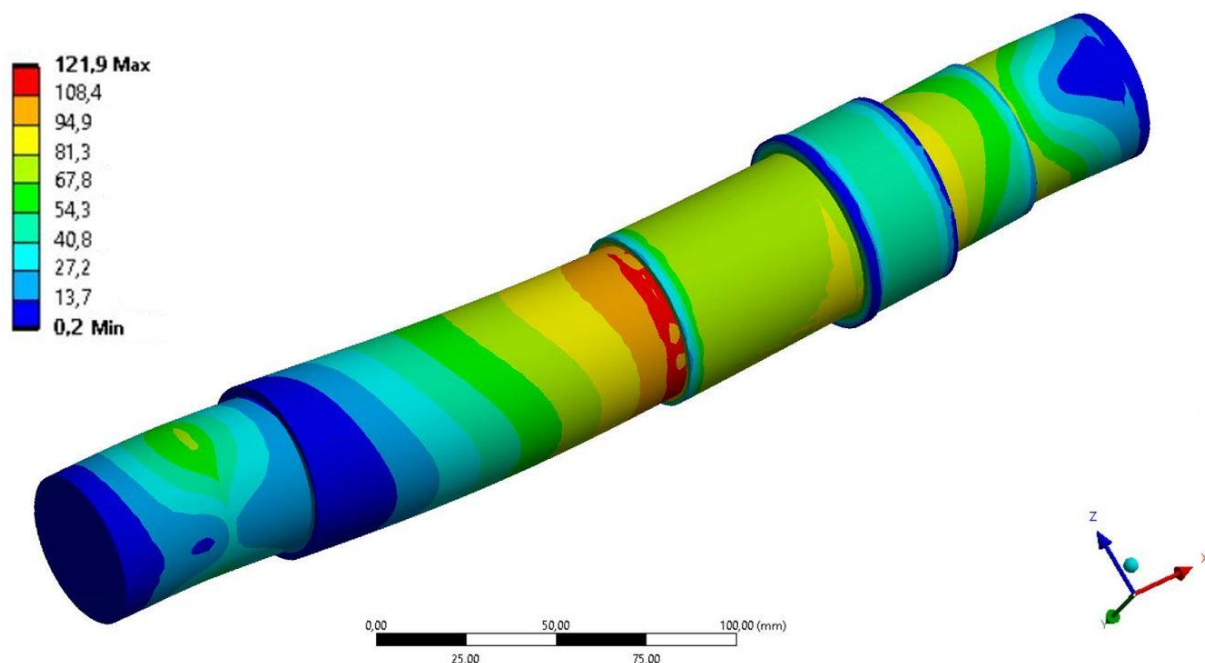
Tabulka 36: Přehled maximálních průhybů a napětí HMH na předlohových hřídelích

Zařazený převodový stupeň	Maximální průhyb hřídelí [mm]	Maximální napětí HMH [MPa]
Předlohová hřídel 1		
1.	0,145	121,9
2.	0,0875	96,4
3.	0,091	99,3
4.	0,078	59,1
Předlohová hřídel 2		
5.	0,201	254,7
6.	0,256	208,8
7.	0,166	165,7
Předlohová hřídel pro zpětný chod		
R	0,029	158,7

Na obrázku 62 je zobrazena výsledná deformace první předlohové hřídele pro zařazení první rychlostní stupeň, kdy je z obrázku patrné, že k největšímu průhybu dochází právě v místě, kde je zabírající ozubené kolo uloženo. Na obrázku 63 je pak pro stejný případ zobrazeno maximální napětí HMH, kdy maximálních hodnot je dosahováno v přechodu mezi osazeními uprostřed hřídele.

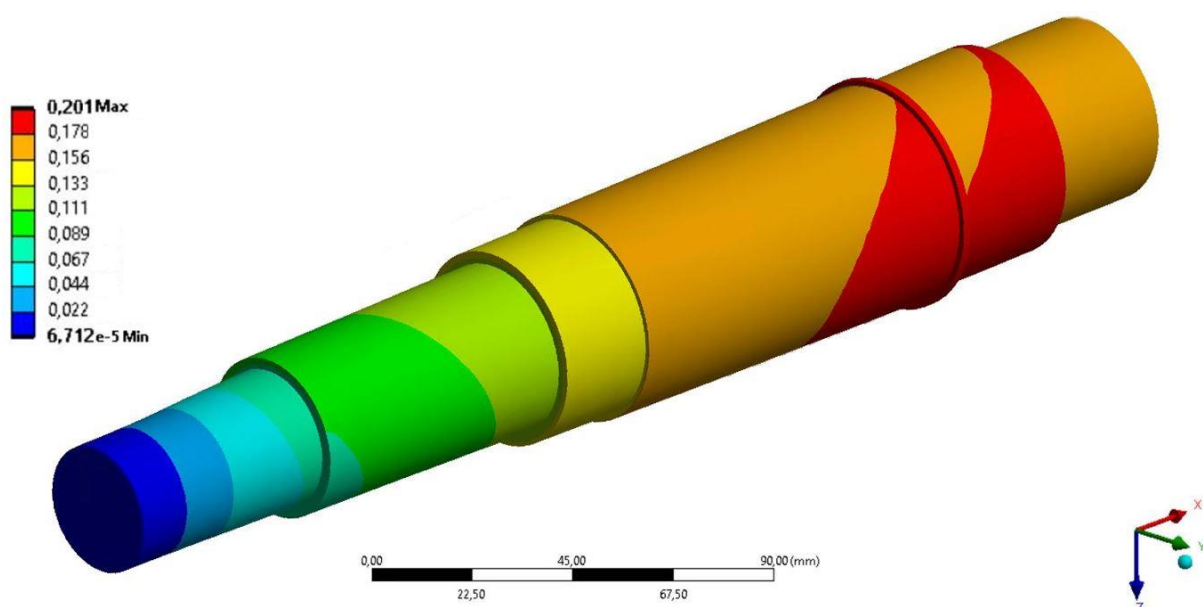


Obrázek 62: Deformace předlohové hřídele 1 při prvním zařazením rychlostním stupni

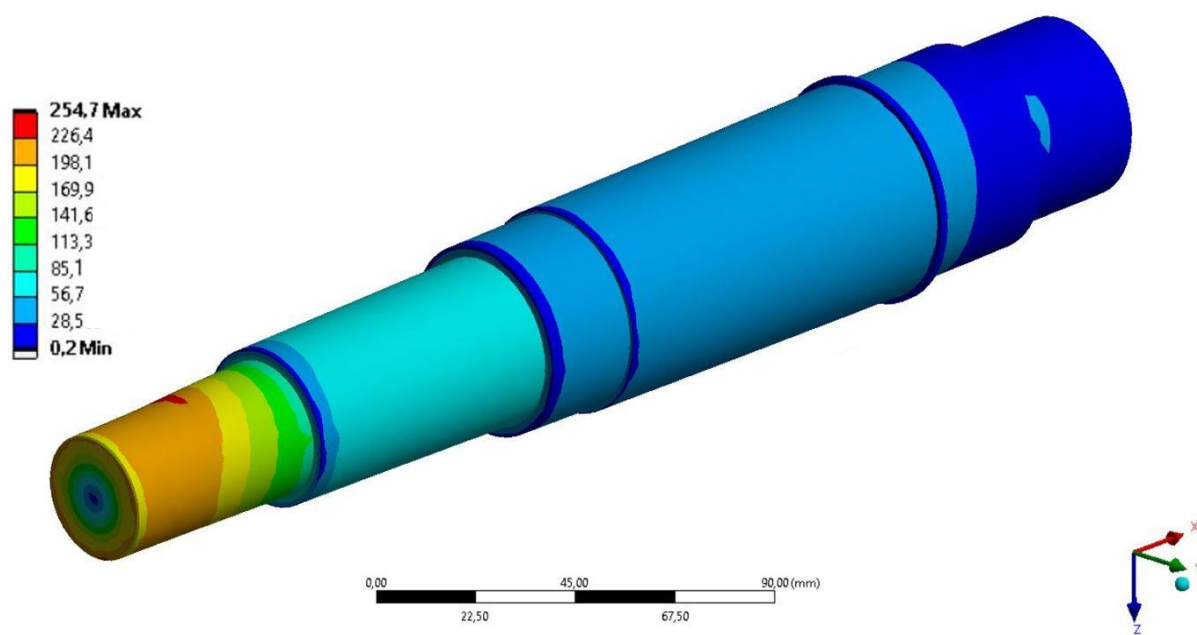


Obrázek 63: Napětí podle podmínky HMH na předlohovém hřídeli 1 při zařazeném prvním stupni

U druhé předlohové hřídele je největšího napětí HMH dosaženo při zařazením pátém rychlostním stupni. Kdy v tomto případě dochází k největšímu průhybu v místě uložení pastorku koncového převodu (obrázek 64). Největších hodnot napětí podle HMH je pak dosaženo v místech, kde se nachází právě ozubeného kolo zařazeného pátého převodového stupně (obrázek 65).

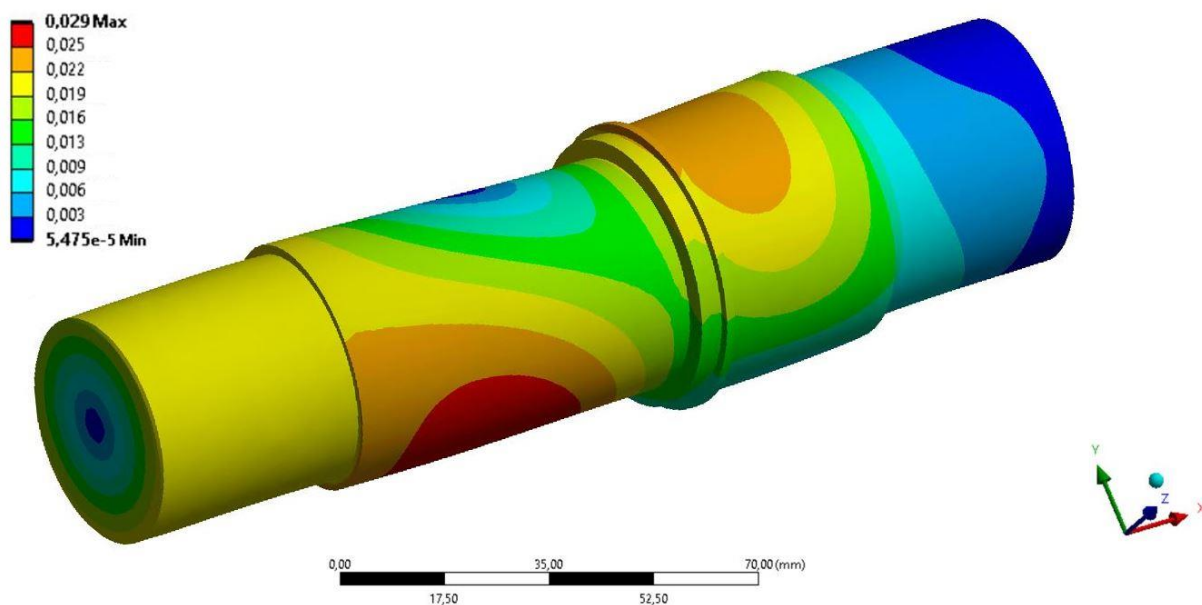


Obrázek 64: Deformace předlohové hřídele 2 při pátém zařazením rychlostním stupni

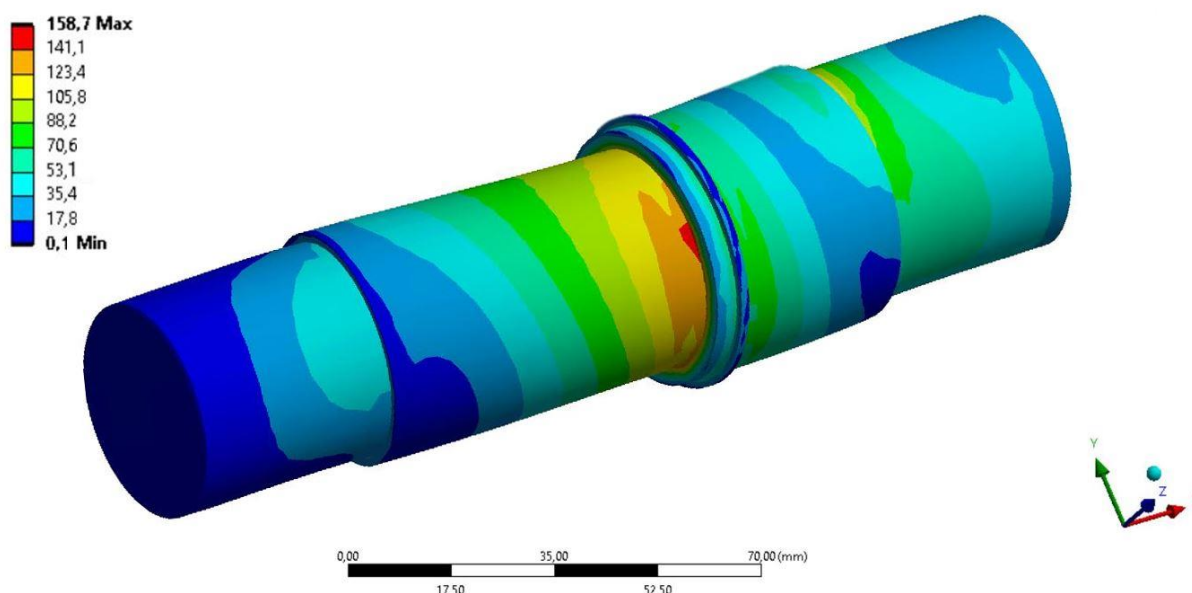


Obrázek 65: Napětí podle podmínky HMM na předlohovém hřídeli 2 při zařazeném pátém stupni

U poslední předlohové hřídele pro zpětný chod je dosahováno největší deformace v místě, kde je uloženo ozubené kolo zpětného chodu (obrázek 66). Maximálního napětí je pak dosaženo v místě osazení uprostřed hřídele (obrázek 67).



Obrázek 66: Deformace předlohové hřídele pro zpětný chod



Obrázek 67: Napětí podle podmínky HMM na předlohovém hřídeli pro zpětný chod

6.3 MODÁLNÍ ANALÝZA PŘEVODOVÉ SKŘÍNĚ

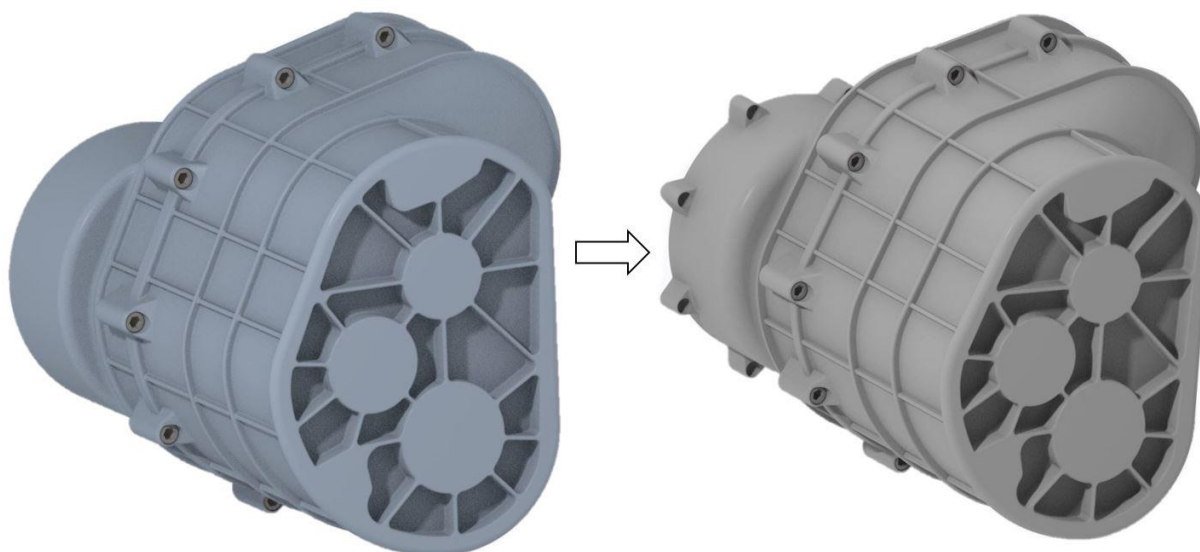
Modální analýza je v případě převodové skříně důležitá při ladění vlastních frekvencí. Jejím výstupem jsou vlastní tvary a vlastní frekvence, díky kterým se může předejít vzniku rezonancí. K rezonancím dojde tehdy, pokud se vlastní frekvence skříně převodovky shodují s otáčkovou frekvencí, frekvencí zápalu spalovacího motoru, zubovou frekvencí jednotlivých spoluzabírajících kol nebo frekvencemi jiných částí vozidla.

6.3.1 PŘÍPRAVA ANALÝZY

Geometrie skříně se skládá ze dvou částí, které jsou k sobě spojeny pomocí deseti šroubů s vnitřním šestihranem. Hlavně z důvodu omezení licencí výpočtového softwaru, ale taky z důvodu jednodušší tvorby sítě a zkrácení výpočtového času bylo provedeno na geometrii několik změn, kdy bylo odstraněno několik zaoblení na vnější i vnitřní straně obou částí skříně. Celá geometrie, až na těchto pár drobných úprav tak zůstala prakticky stejná. Provedené úpravy jsou zobrazeny na obr. 68. Dále byl nastaven materiál pro analýzu, a to strukturální ocel (Structural Steel) s materiálovými vlastnostmi uvedených v tabulce 37.

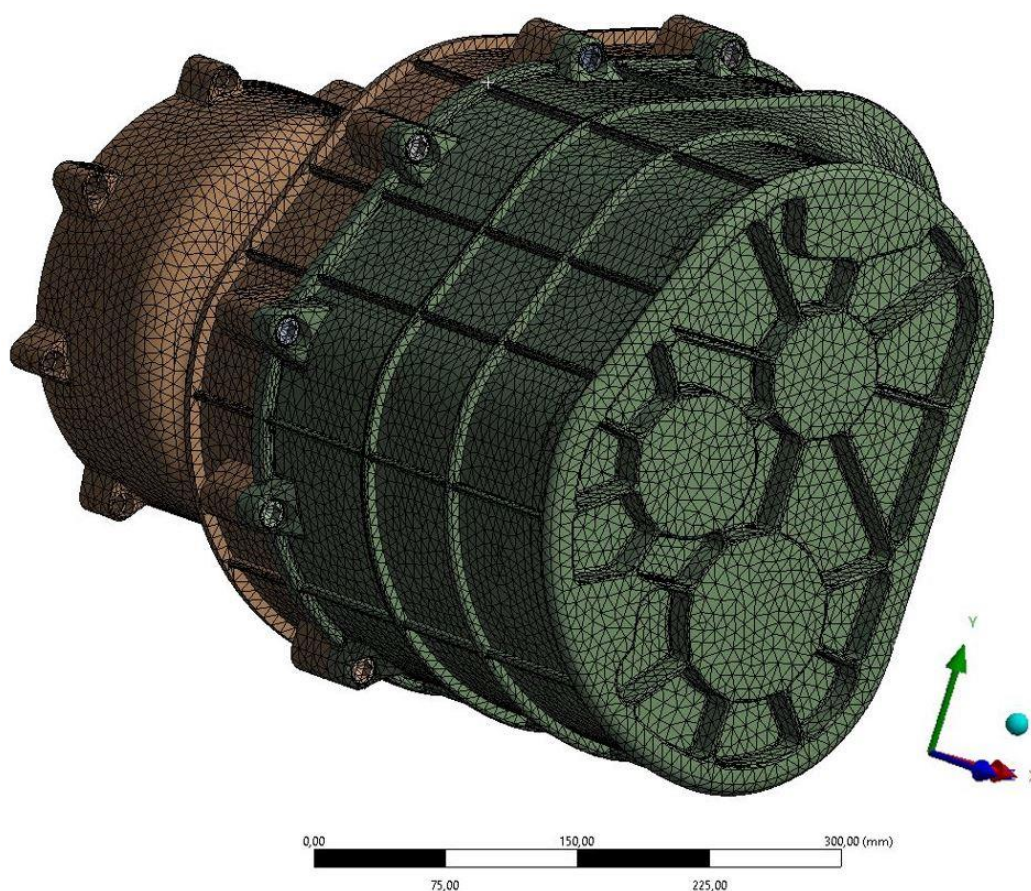
Tabulka 37: Vybrané materiálové vlastnosti oceli použité pro analýzu

Název	Označení [jednotka]	Hodnota
Hustota	ρ [$kg \cdot m^{-3}$]	7850
Youngův modul pružnosti	E [MPa]	200 000
Poissonovo číslo	μ [–]	0,3

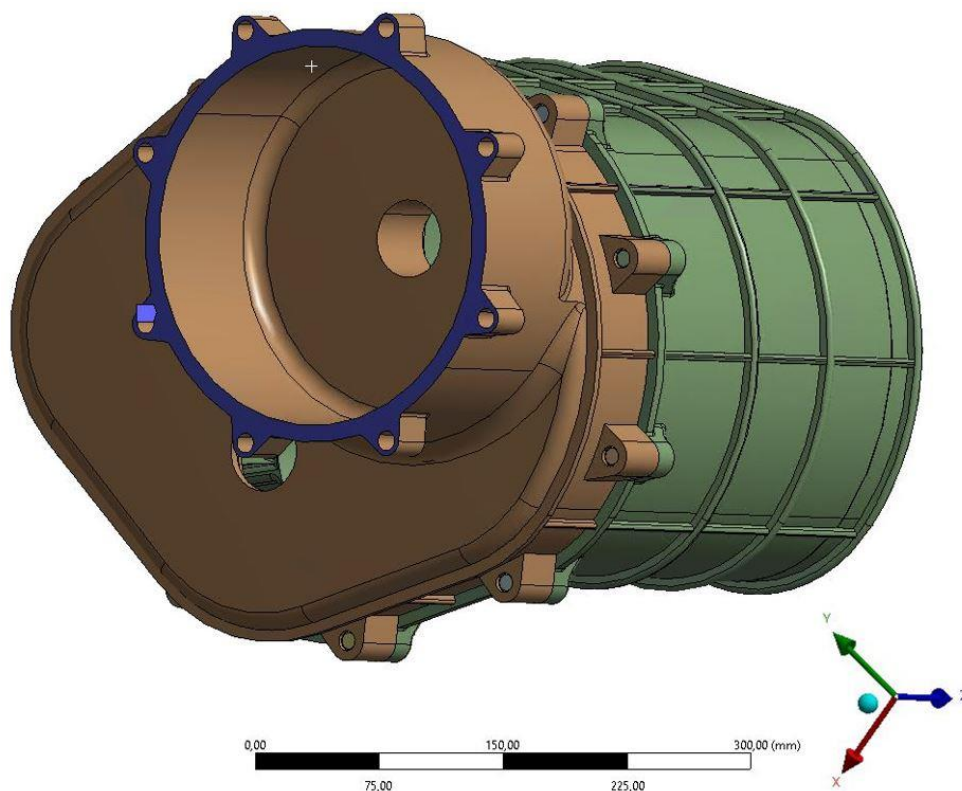


Obrázek 68: Úpravy na geometrii skříně převodovky

Následovala diskretizace modelu, kde byla vygenerována síť konečných prvků o velikosti elementu 8 mm. Poté byly nastaveny okrajové podmínky, kde byla nastavena pouze pevná vazba na plochu, u které se počítá, že bude skříň touto plochou doražena na setrvačnick motoru a následně k němu přišroubována. Diskretizovaný model převodové skříně je uveden na obrázku 69, nastavení okrajových podmínek je zobrazeno na obrázku 70.



Obrázek 69: Diskretizovaný model skříně převodovky



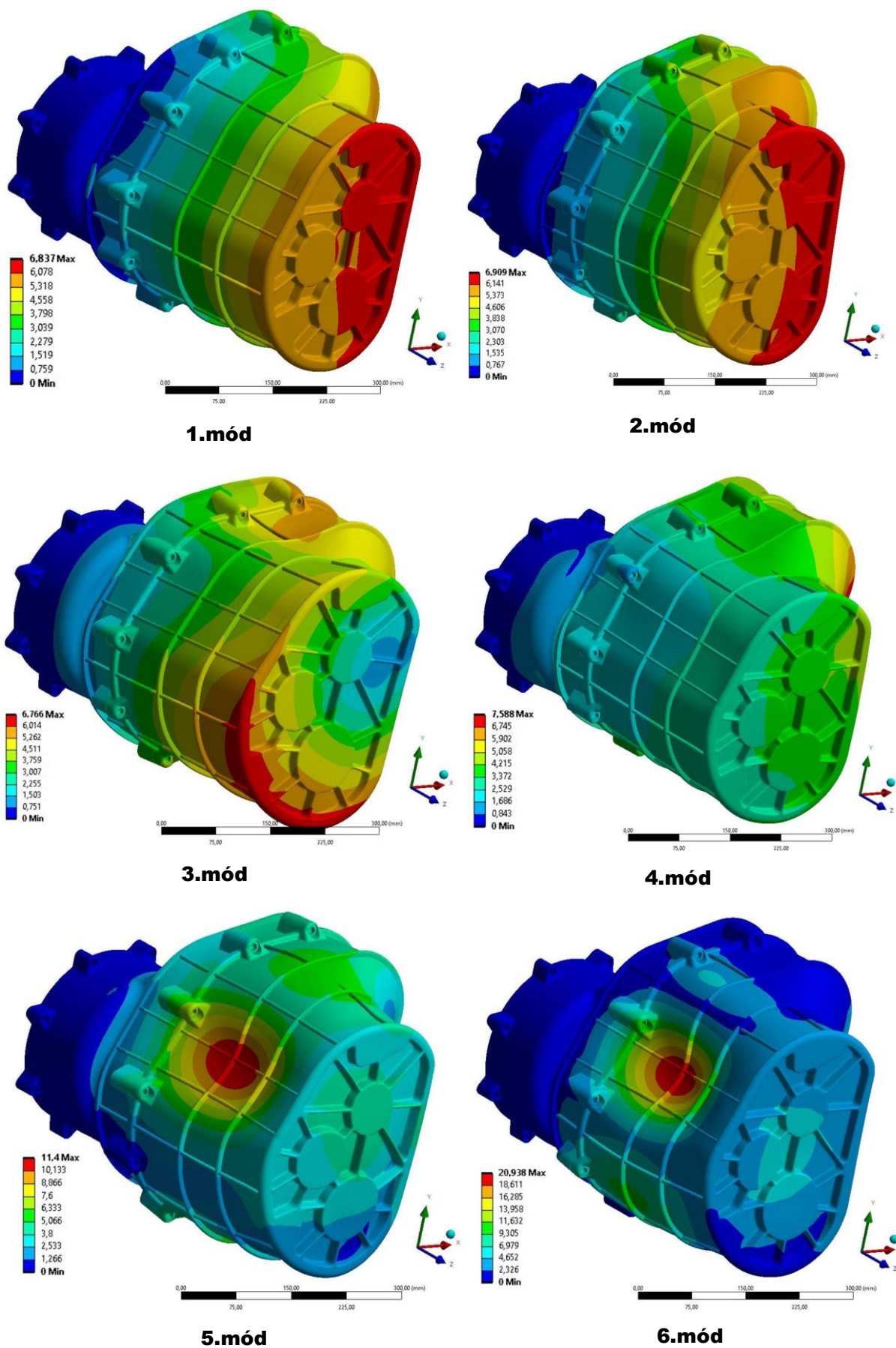
Obrázek 70: Okrajové podmínky pro modální analýzu převodové skříňe

6.3.2 VYHODNOCENÍ ANALÝZ

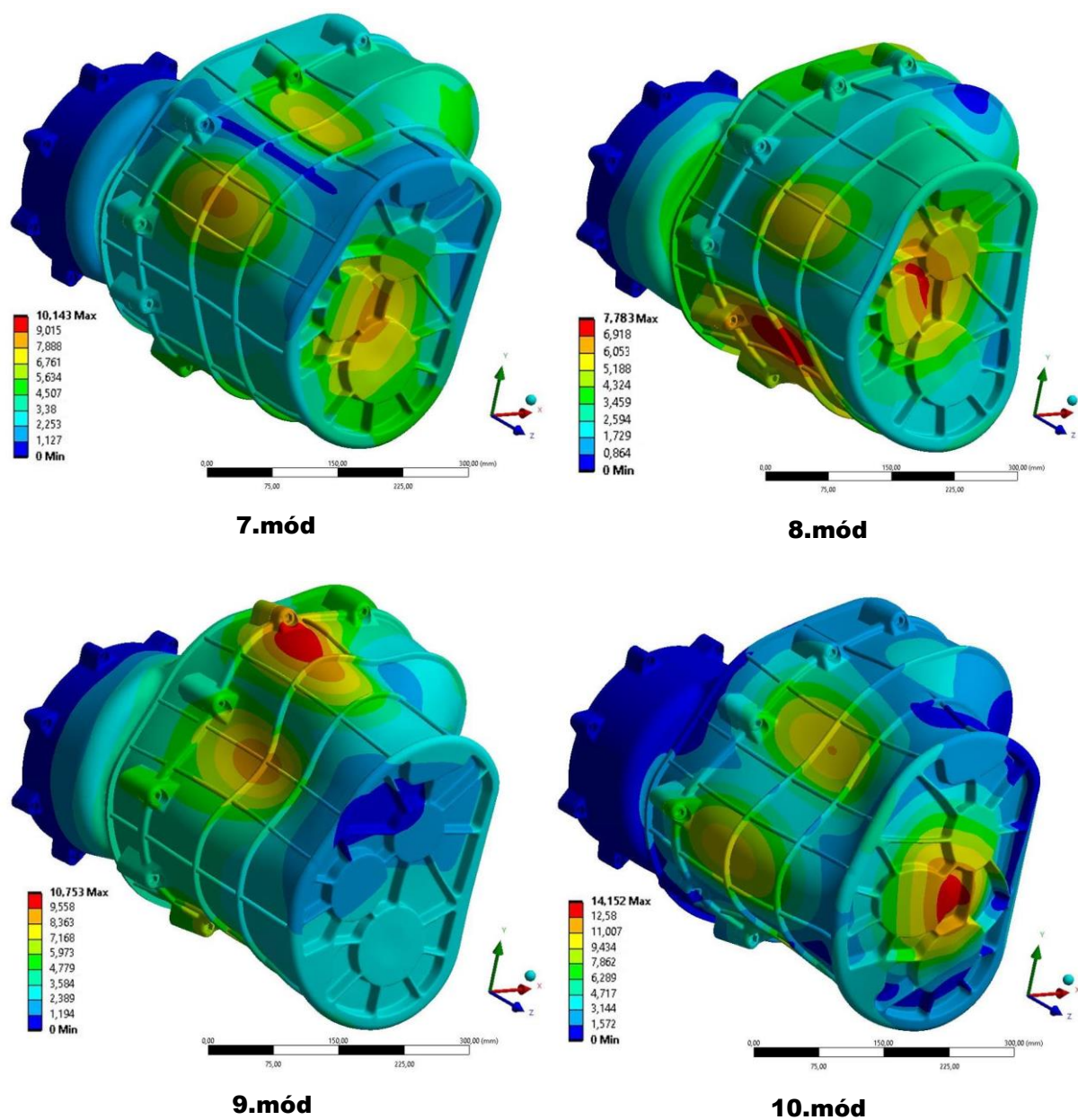
Byl proveden výpočet pro prvních deset módů, kdy byla při každém módu zjištěna vlastní frekvence a celková deformace skříňe převodovky. Nejmenší vlastní frekvence je u prvního módu, a to $f_1 = 216,2$ Hz. Frekvence ostatních módů pak vyšly vyšší než tato frekvence. Vlastní frekvence všech deseti módů jsou uvedeny v tabulce 38, celková deformace všech těchto módů je uvedena na obrázku 71 a obrázku 72. Z výsledků je vidět, že se vlastní frekvence postupně s každým následujícím módem zvyšuje. K největší deformaci pak dojde u šestého módu na vnější stěně skříňe, kde je velká souvislá plocha.

Tabulka 38: Vlastní frekvence jednotlivých módů

Mód	Označení	Vlastní frekvence	Mód	Označení	Vlastní frekvence
1.	f_1 [Hz]	216,2	6.	f_6 [Hz]	1245,5
2.	f_2 [Hz]	362,38	7.	f_7 [Hz]	1277
3.	f_3 [Hz]	711,43	8.	f_8 [Hz]	1403
4.	f_4 [Hz]	811,94	9.	f_9 [Hz]	1430,1
5.	f_5 [Hz]	1013,9	10.	f_{10} [Hz]	1603



Obrázek 71: Porovnání vlastních tvarů 1. až 6. módu



Obrázek 72: Porovnání vlastních tvarů 7. až 10. módu

ZÁVĚR

Hlavním cílem této práce bylo provést koncepční návrh dvoutoké převodovky a následně provést pomocí metody konečných prvků kontrolu vybraných konstrukčních uzlů.

Základem pro celý koncepční návrh byla rešerše, která popisuje funkci jednotlivých částí převodového ústrojí a uvádí možnosti aplikací automatických převodovek v osobních automobilech. Největší část však byla věnována dvoutokým převodovkám, a hlavně převodovce DSG od společnosti Volkswagen, jejíž koncepce i konstrukční řešení některých částí se stalo největší inspirací pro návrh převodovky v této práci. Pro porovnání a další inspiraci pak byla provedena rešerše dalších konkurenčních dvoutokých převodovek pro osobní automobily.

Samotný návrh převodovky vychází z daného automobilu a jeho motoru, na který se převodovka montuje. Pro navrhovanou převodovku bylo zvoleno vozidlo Škoda Superb třetí generace ve verzi liftback se vznětovým motorem 2.0 TDI o výkonu 140 kW, kdy se v sériové výrobě osazuje buď šestistupňovou manuální nebo šestistupňovou dvoutokou převodovkou. Proto pro návrh převodovky v této práci byla zvolena sedmistupňová koncepce dvoutoké převodovky.

Základní a jednou z nejdůležitějších částí návrhu převodovky je uspořádání převodových stupňů. Cílem bylo navrhnout odstupňování převodovky tak, aby bylo dosaženo plynulé jízdy v různých režimech zatížení. Při návrhu byly brány v úvahu dva stavy, a to stav, kdy se auto z klidu rozjíždí a stav, kdy jede auto vysokou konstantní rychlostí po dálnici. Na základě jízdních odporů pak byla určena pro tyto dva jízdní režimy potřebná hnací síla a následně bylo provedeno progresivní odstupňování převodovky, kdy první čtyři převodové stupně byly zvoleny jako převody „do pomala“ a poslední tři převody jako převody „do rychla“. Vzhledem k tomu, že je převodka montována na motor, který je uložen příčně, byla zvolena koncepce se dvěma předlohovými hřídelemi a jednou předlohou hřídelí pro zpětný chod, kdy je dosaženo menší zástavbové délky převodovky.

Další část práce je věnována návrhu a základním výpočtům funkčních částí převodovky. Prvními navrhovanými komponentami byla ozubená kola, kdy z důvodu větší únosnosti byla pro všechna kola v převodovce zvolena čelní ozubená kola se šikmými zuby, která ale zapříčinila vnik axiální síly, kterou pak musí zachytávat valivá ložiska na hřídelích. Pro ozubená kola byl pak proveden výpočet jejich základních parametrů a pevnostní výpočet. Na základě pevnostní podmínky pro redukované namáhání byli učeny minimální průměry jednotlivých hřídelí a následně byly zvoleny jednotlivé rozměry těchto hřídelí. Byla taky navržena jednotlivá evolventní drážkování pro spojení hřídele se spojkami nebo synchronizačními řadicími spojkami. Posledními navrhovanými funkčními částmi byla ložiska, kdy bylo cílem dosáhnout životnosti všech ložisek vyšší než 10 000 hodin. Pro uložení vstupních hřídelí byla navržena dvouradá soudečková ložiska a pro uložení předlohou hřídelí pak kuželíková ložiska. Následně bylo provedeno sestavení všech těchto komponent do jedné sestavy, kdy byla ozubená kola uložena na jednotlivé hřídele, bylo vyřešeno řazení pomocí synchronizačních řadicích spojek a byl proveden hrubý návrh řadicích vidlic a táhel, které ovládají řadicí spojky. V posledním kroku návrhu byla navržena skříň převodovky, kde bylo hlavním cílem uložit funkční částí převodovky přes valivá ložiska právě do této skříně.

Pro takto navrženou převodovku byla provedena kontrola vybraných uzlů pomocí metody konečných prvků, která je čím dál více používá při konstrukčních návrzích součástí

v téměř všech technických odvětvích. Pro navrhovanou převodovku byly kontrolovány průhyby všech navržených hřídelí v převodovce. Kdy při kontrole vstupních hřídelí byla kontrolována sestava více součástí, mezi kterými byli kontakty. Naopak při kontrole předlohových hřídelí se jednalo vždy o jednu součást. Při výpočtu v programu Ansys Workbench bylo nutné upravit geometrii kontrolovaných hřídelí, provést diskretizaci, stanovit správné okrajové podmínky, a nakonec nastavit požadovaný výpočet. Pro případ zjišťování průhybu hřídelí byl nastaven a proveden výpočet celkové deformace a ekvivalentního napětí HMM (von-Mises). Nakonec byla provedena modální analýza skříně převodovky, kdy byli zjištěny vlastní frekvence a vlastní tvary prvních deseti módů.

Navržená převodovka v této práci, zahrnuje pouze základní koncepční návrh a základní konstrukci vybraných částí převodového ústrojí. Výchozím stavem pro návrh byla rozsáhlá rešerše, v rámci které bylo umožněno nahlédnout na fyzickou převodovku DSG 7 v laboratořích UADI. Pro rozsáhlejší výpočty byl použit software PTC Mathcad, model sestavy pak byl zhotoven v CAD softwaru Creo Parametric, kontrola pomocí metody konečných prvků byla proveden v programu Ansys Workbench. Konečná podoba převodovky v této práci je ve stavu, kdy bylo nutné provést konstrukční návrhy ostatních součástí převodovky, provést úpravy ostatních součástí, tak aby finální převodovka mohla být spojena s daným motorem a mohla být používána v provozu.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] JAN, Zdeněk, Bronislav ŽDÁNSKÝ a Jiří ČUPERA. *Automobily*. 2., aktualiz. vyd. Brno: Avid, 2009. ISBN isbn978-80-87143-12-4.
- [2] DAVID, Crolla. *Automotive Engineering: Powertrain, Chassis System and Vehicle Body*. 1st Edition. Butterworth-Heinemann, 2009, 834 s. ISBN 9781856175777.
- [3] VLK, František. *Převodová ústrojí motorových vozidel*. 2. vyd. Brno: František Vlk, 2003. ISBN 80-239-0025-0.
- [4] NAUNHEIMER, Harald. *Automotive transmissions: fundamentals, selection, design, and application*. 2nd ed. Přeložil Aaron KUCHLE. Berlin: Springer, 2011. ISBN 978-3-642-16213-8.
- [5] Automatická a manuální převodovka. *Auto-mania* [online]. [cit. 2021-04-19]. Dostupné z: <https://auto-mania.cz/automaticka-a-manualni-prevodovka-jake-jsou-jejich-vyhody-a-nevyhody/>
- [6] CVT Transmissions: The Pros & The Cons. *RapidRepair Autocenter* [online]. [cit. 2021-04-19]. Dostupné z: <http://www.rapidrepairautocenter.com/cvt-transmissions-the-pros-the-cons/>
- [7] Jak funguje bezestupňová CVT převodovka. *Autohled* [online]. [cit. 2021-04-19]. Dostupné z: <https://www.autohled.cz/magazin/jak-funguje-bezestupnova-cvt-prevodovka-a-pro-koho-je-prave-variator-vhodny/1414>
- [8] *The DSG Dual-Clutch Gearbox: Design and Function*. Course Number 851403. Volkswagen of America, Inc., 2004.
- [9] Tiptronic. *AUTODOC* [online]. [cit. 2021-04-19]. Dostupné z: <https://www.autodoc.cz/info/tiptronic>
- [10] Převodovka DSG. *Autolexicon.net* [online]. [cit. 2021-04-19]. Dostupné z: <https://www.autolexicon.net/cs/articles/prevodovka-dsg/>
- [11] JAK ŘADÍ PŘEVODOVKA DSG. *Kaps automatic* [online]. [cit. 2021-04-19]. Dostupné z: <https://www.kaps.cz/jak-radi-prevodovka-dsg-915>
- [12] Škoda Octavia automat - zatím bez velkého zájmu. *Idnes.cz* [online]. [cit. 2021-04-19]. Dostupné z: https://www.idnes.cz/auto/magazin/skoda-octavia-automat-zatim-bez-velkeho-zajmu.A_990125_170459_testauta_jup
- [13] TCU DSG7 DQ200. *ACTRONICS* [online]. [cit. 2021-04-19]. Dostupné z: <https://www.actronics.it/acinsights/tcu-dsg7-dq200>

- [14] Vše, co jste chtěli vědět o dvouspojkové převodovce DQ200. *Autobible.euro.cz* [online]. [cit. 2021-04-19]. Dostupné z: <https://autobible.euro.cz/vse-chteli-vedet-dvouspojko-ve-prevodovce-dq200/>
- [15] Co je DSG 6. převodovka. *CFRS* [online]. [cit. 2021-04-19]. Dostupné z: <https://cfrs.ru/cs/vozhdenie/chto-takoe-dsg-6-korobka-peredach-dsg---plyusy-i-minusy-vidy.html>
- [16] *The 02E Direct Shift Gearbox: Design and Function*. Auburn Hills, MI, USA: Volkswagen of America, Inc., 2004.
- [17] Volvo Powershift: slovenská dvouspojková převodovka míří do Volv. *AUTO.CZ* [online]. [cit. 2021-04-19]. Dostupné z: <https://www.auto.cz/volvo-powershift-slovenska-dvouspojko-va-prevodovka-miri-do-volv-8538>
- [18] Ford PowerShift transmission. *Wikipedia* [online]. [cit. 2021-04-19]. Dostupné z: https://en.wikipedia.org/wiki/Ford_PowerShift_transmission
- [19] Automatická převodovka -- Geartronic*. *Volvocars* [online]. [cit. 2021-04-19]. Dostupné z: <https://www.volvocars.com/cz/support/manuals/xc60/2013w46/startovani-a-jizda/prevodovka/automaticka-prevodovka---geartronic>
- [20] PowerShift. *Autolexicon.net* [online]. [cit. 2021-04-19]. Dostupné z: <https://www.autolexicon.net/cs/articles/powershift/>
- [21] Guide to Repairing a PDK Transmission. *Rennlist.com* [online]. [cit. 2021-04-19]. Dostupné z: <https://rennlist.com/forums/997-forum/1172826-guide-to-repairing-a-pdk-transmission.html>
- [22] What is a PDK transmission: Autoweek explains. *Autoweek* [online]. [cit. 2021-04-19]. Dostupné z: <https://www.autoweek.com/news/technology/a1820991/what-pdk-autoweek-explains/>
- [23] PDK (Porsche Doppelkupplung). *Autolexicon.net* [online]. [cit. 2021-04-19]. Dostupné z: <https://www.autolexicon.net/cs/articles/pdk-porsche-doppelkupplung/>
- [24] 8-Speed Dual Clutch Transmission. *ZF: Products of Cars* [online]. [cit. 2021-04-19]. Dostupné z: https://www.zf.com/products/en/cars/products_46338.html#products_anchor_link_77a49746-9ef1-3429-8d67-e484935e434c
- [25] Meet ZF and Porsche's new eight-speed DCT. *Caradvice* [online]. [cit. 2021-04-19]. Dostupné z: <https://www.caradvice.com.au/527515/meet-zf-and-porsches-new-eight-speed-dct/>

- [26] How Does the Porsche PDK Transmission Work. *Porsche Fremont* [online]. [cit. 2021-04-19]. Dostupné z: <https://www.porschebremont.com/how-the-porsche-pdk-transmission-works/>
- [27] What is Porsche PDK: It's more than just an automatic, but what is Porsche's PDK gearbox and how does it work?. *AutoEXPRESS* [online]. [cit. 2021-04-19]. Dostupné z: <https://www.autoexpress.co.uk/porsche/108070/what-is-porsche-pdk>
- [28] 7-Speed Dual Clutch Transmission. *ZF: Products of Cars* [online]. [cit. 2021-04-19]. Dostupné z: https://www.zf.com/products/en/cars/products_29326.html
- [29] BMW 7-Speed M-Double Clutch Transmission in Detail. *Motor1.com* [online]. [cit. 2021-04-19]. Dostupné z: <https://www.motor1.com/photos/389192/bmw-7-speed-m-double-clutch-transmission-in-detail/>
- [30] BMW M DKG: Dual Clutch Transmission for the M3. *Paultan.org* [online]. [cit. 2021-04-19]. Dostupné z: <https://paultan.org/2008/01/18/bmw-m-dkg-dual-clutch-transmission-for-the-m3/>
- [31] BMW M dvouspojková převodovka s Drivelogic: sedmistupňové DKG pro M3. *AUTO.CZ* [online]. [cit. 2021-04-19]. Dostupné z: [https://www.auto.cz/bmw-m-dvouspojková-prevodovka-s-drivelogic-sedmistupňové-dkg-pro-m3-8704](https://www.auto.cz/bmw-m-dvouspojкова-prevodovka-s-drivelogic-sedmistupňové-dkg-pro-m3-8704)
- [32] DCT Transmission: How they work and why we use them. *BMW BLOG* [online]. [cit. 2021-04-19]. Dostupné z: <https://www.bmwblog.com/2015/07/09/dct-transmission-how-they-work-and-why-we-use-them/>
- [33] New BMW M DKG Transmission. *Motor1.com* [online]. [cit. 2021-04-19]. Dostupné z: <https://www.motor1.com/news/2494/new-bmw-m-dkg-transmission/>
- [34] The 7G-DCT dual clutch transmission: Dynamic and efficient. *DAIMLER.com* [online]. [cit. 2021-04-19]. Dostupné z: <https://media.daimler.com/marsMediaSite/en/instance/ko/The-7G-DCT-dual-clutch-transmission-Dynamic-and-efficient.xhtml?oid=9904296>
- [35] Introducing the New Mercedes Benz 7G DCT. *GEARS magazine* [online]. [cit. 2021-04-19]. Dostupné z: <https://gearsmagazine.com/magazine/new-but-familiar-introducing-the-new-mercedes-benz-7g-dct/>
- [36] EDC (Efficient Dual Clutch). *Autolexicon.net* [online]. [cit. 2021-04-19]. Dostupné z: <https://www.autolexicon.net/cs/articles/edc-efficient-dual-clutch/>
- [37] EDC transmission is automatic choice for Renault Kangoo. *AutomotiveWorld* [online]. [cit. 2021-04-19]. Dostupné z: <https://www.automotiveworld.com/news-releases/edc-transmission-automatic-choice-renault-kangoo/>

- [38] Renault uvádí dvouspojkovou převodovku EDC. *Kaleidoskop: Auto&Veteran* [online]. [cit. 2021-04-19]. Dostupné z: <https://www.autokaleidoskop.cz/Novinky/Renault-uvadi-dvouspojkovou-prevodovku-EDC/>
- [39] Fiat bude vyrábět dvouspojkové převodovky v Číně. *AUTO.CZ* [online]. [cit. 2021-04-19]. Dostupné z: <https://www.auto.cz/fiat-bude-vyrabet-dvouspojrove-prevodovky-v-cine-59446>
- [40] Mazda: Převodovky Skyactiv-Drive a Skyactiv-MT. *AUTO.CZ* [online]. [cit. 2021-04-19]. Dostupné z: <https://www.auto.cz/mazda-prevodovky-skyactiv-drive-a-skyactiv-mt-60534>
- [41] Citroën C-Crosser: Dvouspojková převodovka DCS pro SUV s dvojitým šípem. *AUTO.CZ* [online]. [cit. 2021-04-19]. Dostupné z: [https://www.auto.cz/citroen-c-crosser-dvouspojková-prevodovka-dcs-pro-suv-s-dvojitým-sípem-3870](https://www.auto.cz/citroen-c-crosser-dvouspojкова-prevodovka-dcs-pro-suv-s-dvojitým-sípem-3870)
- [42] Techniku je třeba umět správně využít. *Zemědělec.cz* [online]. [cit. 2021-04-19]. Dostupné z: <https://www.zemedelec.cz/techniku-je-treba-umet-spravne-vyuzit/>
- [43] Mitsubishi Fuso: První dvouspojková převodovka pro nákladní automobily. *AUTO.CZ* [online]. [cit. 2021-04-19]. Dostupné z: <https://www.auto.cz/mitsubishi-fuso-prvni-dvouspojková-prevodovka-pro-nakladni-automobily-22183>
- [44] VLK, František. *Dynamika motorových vozidel* /. Vyd. 2. Brno: Prof.Ing.František Vlk,DrSc., nakladatelství a vydavatelství, 2006, 432 s. ISBN 80-239-0024-2.
- [45] Skoda Superb 2.0 TDI 190hp Greentech Style Business Automatic 5 doors specs. *Cars-data.com* [online]. [cit. 2021-04-28]. Dostupné z: <https://www.cars-data.com/en/skoda-superb-2-0-tdi-190hp-greentech-style-business-specs/71577>
- [46] Odpor valivý. *Autolexicon.net* [online]. [cit. 2021-04-28]. Dostupné z: <https://www.autolexicon.net/cs/articles/odpor-valivy/>
- [47] Odpor zrychlení vozů. *Railian.com* [online]. [cit. 2021-04-28]. Dostupné z: <http://www.railian.com/teorie/rotacni.html>
- [48] GEARBOX THEORIES. *Lugnet.com* [online]. [cit. 2021-04-28]. Dostupné z: <https://www.lugnet.com/~3813/theory>
- [49] Volkswagen Passat 2.0 BiTDI 240hp 4Motion Highline technical specs. *Cars-data.com* [online]. [cit. 2021-04-28]. Dostupné z: <https://www.cars-data.com/en/volkswagen-passat-2-0-bitdi-240hp-4motion-highline-specs/68132/tech>
- [50] Skoda Superb 1.8 TSI Greentech Ambition technical specs. *Cars-data.com* [online]. [cit. 2021-04-28]. Dostupné z: <https://www.cars-data.com/en/skoda-superb-1-8-tsi-greentech-ambition-specs/71542/tech>

- [51] Hyundai I30 1.6 CRDi Premium technical specs. *Cars-data.com* [online]. [cit. 2021-04-28]. Dostupné z: <https://www.cars-data.com/en/hyundai-i30-1.6-cr-di-premium-specs/76072/tech>
- [52] SHIGLEY, Joseph, Charles MISCHKE, Richard BUDYNAS, Martin HARTL a Miloš VLK. *Konstruování strojních součástí*. 1. vyd. V Brně: VUTUM, 2010, xxv, 1159 s. : il. ; 26 cm. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [53] SKF Bearing select. *SKF* [online]. [cit. 2021-05-11]. Dostupné z: <https://www.skfbearingselect.com/#/bearing-selection-start>
- [54] Rolling bearings: Product types. *SKF* [online]. [cit. 2021-05-11]. Dostupné z: <https://www.skf.com/group/products/rolling-bearings>
- [55] LEINVEBER, Jan, Jaroslav ŘASA a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky*. 3., dopl. vyd. Praha: Scientia, 1999, 985 s. : il. ISBN 80-7183-164-6.
- [56] CHEN, Xiaolin a Yijun LIU. *Finite element modeling and simulation with ANSYS Workbench*. Second edition. Boca Raton: Taylor and Francis ; CRC Press, 2018, xiii, 457 stran : ilustrace (převážně barevné).
- [57] LAWRENCE, Kent L. *ANSYS workbench tutorial: structural & thermal analysis using the ANSYS workbench release 14 environment*. Mission: SDC Publications, 2012, 1 sv. (různé stránkování) : il. ISBN 978-1-58503-754-4.
- [58] TRANSMISSION AND HOW IT WORKS. *AVTOTACHKI* [online]. [cit. 2021-04-19]. Dostupné z: <https://avtotachki.com/en/chto-takoe-transmissiya-i-kak-rabotaet/>
- [59] How a manual transmission works. *X-Engineer* [online]. [cit. 2021-04-19]. Dostupné z: <https://x-engineer.org/automotive-engineering/drivetrain/transmissions/how-a-manual-transmission-works/>
- [60] Synchromesh gearbox dismantling in 2min. *BrainGroom* [online]. [cit. 2021-04-19]. Dostupné z: <https://www.braingroom.com/Posts/detailPost/MjQxOQ==/synchromesh+gearbox+dismantling+in+2min>
- [61] What Are Manual Transmission Synchronizers. *Tim's Truck Capital* [online]. [cit. 2021-04-19]. Dostupné z: <https://timstruckcapital.com/blog/what-are-manual-transmission-synchronizers-part-i>
- [62] AUTOMATIC TRANSMISSION. *VEHICLE DYNAMICS ENGINEERING* [online]. [cit. 2021-04-19]. Dostupné z: <https://vehicledynamics.weebly.com/home/automatic-transmission>
- [63] With Optional Integrated Hybrid Module: ZF's new 8-Speed Dual Clutch Transmission for Sports Vehicles. *Move360* [online]. [cit. 2021-04-19]. Dostupné z:

<https://www.emove360.com/with-optional-integrated-hybrid-module-zfs-new-8-speed-dual-clutch-transmission-for-sports-vehicles/>

- [64] Planetary gear set. *SlideShare* [online]. [cit. 2021-04-19]. Dostupné z: <https://www.slideshare.net/shahroulnizam/planetary-gear-set>
- [65] Ravigneaux Gear. *MathWorks* [online]. [cit. 2021-04-19]. Dostupné z: <https://www.mathworks.com/help/phymod/sdl/ref/ravigneauxgear.html>
- [66] Design of single acting pulley actuator (SAPA) continuously variable transmission (CVT). *Semantic Scholar* [online]. [cit. 2021-04-19]. Dostupné z: [https://www.semanticscholar.org/paper/Design-of-single-acting-pulley-actuator-\(SAPA\)-Cholis-Ariyono/c78b8be0facfbe5780e89b99a13e21b84d4af2a3](https://www.semanticscholar.org/paper/Design-of-single-acting-pulley-actuator-(SAPA)-Cholis-Ariyono/c78b8be0facfbe5780e89b99a13e21b84d4af2a3)
- [67] Vehicle Power transmission: 3. 11. 2015. *SlideShare* [online]. [cit. 2021-04-19]. Dostupné z: <https://www.slideshare.net/chetanbadsar5/vehicle-power-transmission-54697669>
- [68] Computer Controlled DSG Transmission. *Selmec* [online]. [cit. 2021-04-19]. Dostupné z: <https://selmec.org.uk/articles/12-computer-controlled-dsg-transmission>
- [69] Ford PowerShift Dual-Clutch Transmission: A Technical Overview. *TEAM-BHP* [online]. [cit. 2021-04-19]. Dostupné z: <https://www.team-bhp.com/forum/technical-stuff/168683-ford-powershift-dual-clutch-transmission-dct-technical-overview.html>
- [70] 7G-DCT DUAL CLUTCH TRANSMISSION. *Nomadcar* [online]. [cit. 2021-04-19]. Dostupné z: <https://nomadcar.com/hi/cars/option404-7g-dct-dual-clutch-transmission>

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

a	[m/s ²]	Podélné zrychlení vozidla
a_1	[-]	Součinitel spolehlivosti
a_{11}	[mm]	Osová vzdálenost mezi vstupními hřídelemi a předlohou hřídelí 1
a_{12}	[mm]	Osová vzdálenost mezi vstupními hřídelemi a předlohou hřídelí 2
a_{23}	[mm]	Osová vzdálenost mezi předlohou hřídelí 2 a hřídelí zpětného chodu
a_c	[mm]	Výška hlavy zubu nad tětivou
a_i	[mm]	Osová vzdálenost mezi ozubenými koly i-tého převodu
A_{in}	[m]	Vzdálenost mezi ložiskem A a ozubeným kolem
a_{ISO}	[-]	Součinitel modifikované trvanlivosti
A_{out}	[m]	Vzdálenost mezi ložiskem A a zařazeným ozubeným kolem
a_r	[mm]	Roztečná vzdálenost os
a_w	[mm]	Vzdálenost os
b	[mm]	Šířka ozubení
B_{out}	[m]	Vzdálenost mezi ložiskem A a ozubeným kolem koncového převodu
b_p	[mm]	Šířka pneumatiky
b_r	[-]	Šířkový poměr
c^*	[-]	Hlavová vůle
C_d	[kN]	Základní dynamická únosnost ložiska
c_x	[-]	Součinitel odporu vzduchu
d	[mm]	Průměr roztečné kružnice
d	[m]	Průměr roztečné kružnice zabírajícího ozubeného kola
d_a	[mm]	Průměr hlavové kružnice
d_{an}	[mm]	Virtuální hlavový průměr
d_b	[mm]	Průměr základní kružnice
d_{bn}	[mm]	Virtuální průměr základní kružnice
$d_{drážkování}$	[mm]	Roztečná kružnice drážkování
d_f	[mm]	Průměr patní kružnice
d_i	[mm]	Průměr roztečné kružnice ozubeného kola i-tého převodu
d_{i_ok}	[mm]	Průměr roztečné kružnice spoluzabírajícího ozubeného kola i-tého převodu
d_{i_p}	[mm]	Průměr roztečné kružnice pastorku i-tého převodu
d_{i_p}	[mm]	Průměr roztečné kružnice pastorku převodu i-tého stupně
d_{inHMH}	[mm]	Minimální průměr vstupní hřídele podle podmínky HMH
d_k	[m]	Průměr roztečné kružnice pastorku koncového převodu
d_M	[mm]	Průměr válečku (kuličky)
d_n	[mm]	Virtuální roztečný průměr
d_{rim}	[inch]	Průměr ráfku

D_{SP}	[mm]	Vnější průměr lamely spojky
d_{SP}	[mm]	Vnitřní průměr lamely spojky
d_w	[mm]	Pracovní roztečný průměr
E	[MPa]	Modul pružnosti v tahu
E	[]	Modul pružnosti v tahu
f	[-]	Součinitel odporu valení
f_1	[Hz]	Vlastní frekvence skříně převodovky při 1. módu
f_{10}	[Hz]	Vlastní frekvence skříně převodovky při 10. módu
f_2	[Hz]	Vlastní frekvence skříně převodovky při 2. módu
f_3	[Hz]	Vlastní frekvence skříně převodovky při 3. módu
f_4	[Hz]	Vlastní frekvence skříně převodovky při 4. módu
f_5	[Hz]	Vlastní frekvence skříně převodovky při 5. módu
f_6	[Hz]	Vlastní frekvence skříně převodovky při 6. módu
f_7	[Hz]	Vlastní frekvence skříně převodovky při 7. módu
f_8	[Hz]	Vlastní frekvence skříně převodovky při 8. módu
f_9	[Hz]	Vlastní frekvence skříně převodovky při 9. módu
f_a	[mm]	Mezní úchylka vzdálenosti os
F_a	[N]	Axiální síla na ozubení
F_{aA}	[N]	Axiální síla v ložisku A
F_{aA}	[N]	Axiální zatížení ložiska A
F_{aB}	[N]	Axiální zatížení ložiska B
F_{ai}	[N]	Axiální síla působící na ozubení převodu i-tého stupně
F_{ak}	[N]	Axiální síla působící na ozubení koncového převodu
F_{a_out}	[N]	Axiální síla působící na ozubení koncového převodu
F_{Ax}	[N]	Reakční síla působící ve směru osy x v ložisku A
F_{Ay}	[N]	Reakční síla působící ve směru osy y v ložisku A
F_{Az}	[N]	Reakční síla působící ve směru osy z v ložisku A
F_{By}	[N]	Reakční síla působící ve směru osy y v ložisku B
F_{Bz}	[N]	Reakční síla působící ve směru osy z v ložisku B
F_H	[N]	Hnací síla
F_{H_front}	[N]	Maximální hnací síla na přední nápravě, kdy nedojde k prokluzu kol
$F_{H_kontrola}$	[N]	Kontrolní hnací síla
F_{oh}	[mm]	Mezní obvodové házení ozubení
f_{pb}	[mm]	Mezní úchylka základní rozteče
f_{pt}	[mm]	Mezní úchylka čelní rozteče
F_R	[N]	Radiální síla na ozubení
F_{R_out}	[N]	Radiální síla působící na ozubení koncového převodu
F_{rA}	[N]	Radiální síla v ložisku A

F_{rA}	[N]	Radiální síla v ložisku A
F_{rB}	[N]	Radiální síla v ložisku B
F_{Ri}	[N]	Radiální síla působící na ozubení převodu i-tého stupně
F_{rk}	[N]	Radiální síla působící na ozubení koncového převodu
$F_{SP_nezabehla}$	[N]	Přítlačná síla nezaběhlé spojky
$F_{SP_zabehla}$	[N]	Přítlačná síla zaběhlé spojky
F_t	[N]	Obvodová síla na ozubení
F_{t_out}	[N]	Obvodová síla působící na ozubení koncového převodu
F_{ti}	[N]	Obvodová síla působící na ozubení převodu i-tého stupně
F_{tk}	[N]	Obvodová síla působící na ozubení koncového převodu
f_x	[mm]	Mezní úchylka rovnoběžnosti os
f_y	[mm]	Mezní úchylka rovnoběžnosti os
F_β	[mm]	Mezní úchylka sklonu zubu
g	[m/s ²]	Gravitační zrychlení
h_a	[mm]	Výška hlavy zubu
h_f	[mm]	Výška paty zubu
h_p	[mm]	Boční profil pneumatiky
i	[-]	Převodový poměr
$i_{(i-1)}$	[-]	Převodový stupeň (i-1)-tého stupně
i_0	[-]	Převodový poměr koncového převodu
i_1	[-]	Převodový poměr 1. rychlostního stupně
i_{1_celk}	[-]	Celkový převodový poměr 1. rychlostního stupně
i_2	[-]	Převodový poměr 2. rychlostního stupně
i_{2_celk}	[-]	Celkový převodový poměr 2. rychlostního stupně
i_3	[-]	Převodový poměr 3. rychlostního stupně
i_{3_celk}	[-]	Celkový převodový poměr 3. rychlostního stupně
i_4	[-]	Převodový poměr 4. rychlostního stupně
i_{4_celk}	[-]	Celkový převodový poměr 4. rychlostního stupně
i_5	[-]	Převodový poměr 5. rychlostního stupně
i_{5_celk}	[-]	Celkový převodový poměr 5. rychlostního stupně
i_6	[-]	Převodový poměr 6. rychlostního stupně
i_{6_celk}	[-]	Celkový převodový poměr 6. rychlostního stupně
i_7	[-]	Převodový poměr 7. rychlostního stupně
i_{7_celk}	[-]	Celkový převodový poměr 7. rychlostního stupně
i_c	[-]	Celkový převodový poměr mezi motorem a koly vozidla
i_i	[-]	Převodový poměr i-tého stupně
i_{i_celk}	[-]	Celkový převodový poměr i-tého rychlostního stupně
i_{in}	[-]	Požadovaný převodový poměr

$i_{\text{poslední}}$	[-]	Teoretický převodový poměr posledního krajního stupně
$i_{\text{první}}$	[-]	Teoretický převodový poměr prvního krajního stupně
i_r	[-]	Převodový poměr rozvodovky
i_R	[-]	Převodový poměr zpětného chodu
JHV	[-]	Tvrдость v jádře zubu
J_k	[kg·m ²]	Moment setrvačnosti kol vozidla
J_m	[kg·m ²]	Moment setrvačnosti motoru
j_{nmin}	[mm]	Zaručená boční vůle
J_p	[kg·m ²]	Moment setrvačnosti rotujících částí převodového ústrojí
k	[-]	Snížení hlavy zubu
k	[-]	Koeficient bezpečnosti pro určení minimálního průměru
K_A	[-]	Součinitel vnějších dynamických sil
K_A	[-]	Výpočtový součinitel pro kuželiková ložiska
K_{AS}	[-]	Součinitel jednorázového přetížení
K_B	[-]	Výpočtový součinitel pro kuželiková ložiska
$K_{\text{drazkování}}$	[-]	Konstanta pro evolventní drážkování
K_{Hv}	[-]	Součinitel vnitřních dynamických sil
$K_{H\alpha}$	[-]	Součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů
$K_{H\beta}$	[-]	Součinitel nerovnoměrnosti zatížení po šířce
L_{10h}	[h]	Základní trvanlivost ložiska
$l_{\text{drazkování}}$	[mm]	Zvolená délka drážkování
$l_{\text{drazkování_min}}$	[mm]	Minimální činná délka drážkování
L_{in}	[m]	Vzdálenost mezi ložisky A a B
L_{nm}	[h]	Modifikovaná trvanlivost ložiska
L_{out}	[m]	Vzdálenost mezi ložisky A a B
m	[-]	Modul
m	[mm]	Modul
M	[mm]	Rozměr přes válečky (kuličky)
$m_{\text{drazkování}}$	[mm]	Modul drážkování
m_{max}	[kg]	Maximální hmotnost vozidla
M_o	[Nm]	Výsledný ohybový moment
M_r	[Nm]	Točivý moment motoru pro rozjezd
M_{SP}	[Nm]	Točivý moment přenášený spojkou
m_t	[mm]	Čelní modul
M_{t_out}	[Nm]	Točivý moment předlokové hřídele
M_{t_outi}	[Nm]	Točivý moment vystupující přes ozubení koncového převodu při zařazeném rychlostním stupni i
$M_{t_prokluz}$	[Nm]	Maximální točivý moment, kdy nedojde k prokluzu kol
$M_{t_prokluz1}$	[Nm]	Maximální točivý moment, kdy nedojde k prokluzu kol pro první stupeň

$M_{L_prokluzR}$	[Nm]	Maximální točivý moment, kdy nedojde k prokluzu kol pro zpětný chod
M_{ti}	[Nm]	Vstupní točivý moment příslušného převodu i-tého stupně
M_{imax}	[Nm]	Maximální točivý moment motoru
M_{imax}	[Nm]	Maximální točivý moment motoru
M_y	[Nm]	Ohybový moment kolem osy y
M_z	[Nm]	Ohybový moment kolem osy z
n	[min ⁻¹]	Otáčky hřídele, na které je ložisko uloženo
n_{130}	[min ⁻¹]	Otáčky motoru při rychlosti 130 km/h
N_{Flim}	[-]	Bázový počet zatěžovacích cyklů v ohybu
N_{Hlim}	[-]	Bázový počet zatěžovacích cyklů v dotyku
n_{out_i}	[min ⁻¹]	Maximální otáčky předlokové hřídele pro zařazený i-tý stupeň
n_{SP}	[-]	Počet lamel spojky
O_f	[N]	Valivý odpor
O_s	[N]	Odpor stoupání
O_v	[N]	Odpor vzduchu
O_z	[N]	Odpor zrychlení
p	[mm]	Rozteč zubů
P	[N]	Dynamické ekvivalentní zatížení ložiska
p	[-]	Exponent pro výpočet základní životnosti
P_A	[N]	Radiální ekvivalentní zatížení ložiska A
P_B	[N]	Radiální ekvivalentní zatížení ložiska B
$p_{drakvoani_dov}$	[MPa]	Dovolený tlak na boku drážek
p_{SP}	[MPa]	Tlak spojky
p_t	[mm]	Čelní rozteč
p_{tb}	[mm]	Základní rozteč
$q_{(i-1),i}$	[-]	Rozsah příslušného i-tého stupně
$q_{1,2}$	[-]	Rozsah mezi 1. a 2. převodovým stupněm
$q_{2,3}$	[-]	Rozsah mezi 2. a 3. převodovým stupněm
$q_{3,4}$	[-]	Rozsah mezi 3. a 4. převodovým stupněm
$q_{4,5}$	[-]	Rozsah mezi 4. a 5. převodovým stupněm
$q_{5,6}$	[-]	Rozsah mezi 5. a 6. převodovým stupněm
$q_{6,7}$	[-]	Rozsah mezi 6. a 7. převodovým stupněm
q_F	[-]	Exponent Wöhlerovy křivky pro ohyb
q_H	[-]	Exponent Wöhlerovy křivky pro dotyk
R	[-]	Rozsah převodových stupňů
R_7	[-]	Rozsah převodových stupňů pro sedmistupňovou převodovku
r_d	[m]	Dynamický poloměr pneumatiky
$r_{dyn'}$	[mm]	Výpočtový dynamický poloměr

R_e	[-]	Mez kluzu v tahu
R_e	[MPa]	Mez kluzu v tahu
r_f^*	[-]	Zaoblení paty
R_m	[MPa]	Mez pevnosti v tahu
R_m	[MPa]	Mez pevnosti v tahu
R_{SP}	[m]	Vnější poloměr lamely
r_{SP}	[m]	Vnitřní poloměr lamely
s	[mm]	Tloušťka zubu
s_a	[-]	Jednotková šířka hlavy zubu
S_F	[-]	Součinitel bezpečnosti v ohybu
S_{Fst}	[-]	Statická bezpečnost v ohybu
S_H	[-]	Součinitel bezpečnosti v dotyku
S_{Hst}	[-]	Statická bezpečnost v dotyku
s_t	[-]	Čelní tloušťka zubu
S_x	[m ²]	Čelní plocha vozidla
t_c	[mm]	Tloušťka zubu na těživě
v	[km/h]	Rychlost vozidla
v_{130}	[km/h]	Dovolená rychlost na dálnici v ČR 130 km/h
VHV	[-]	Tvrдость na boku zubu
W	[mm]	Rozměr přes zuby
x	[-]	Jednotkové posunutí
X	[-]	Součiniteli dynamického radiálního zatížení
x_{celk}	[-]	Celková jednotková korekce
x_d	[-]	Jednotkové posunutí s dovol. podříznutím
x_p	[-]	Jednotková korekce bez podříznutí
x_z	[-]	Jednotková korekce bez zúžení
y	[-]	Faktor progresu
Y	[-]	Součiniteli dynamického axiálního zatížení
Y_A	[-]	Součinitel střídavého zatížení
Y_{Fa}	[-]	Součinitel tvaru zubu
Y_N	[-]	Součinitel životnosti
Y_R	[-]	Součinitel drsnosti povrchu
Y_{Sa}	[-]	Součinitel koncentrace napětí
Y_{Sag}	[-]	Součinitel přídavného vrubu v patě zubu
Y_T	[-]	Součinitel technologie výroby
Y_X	[-]	Součinitel velikosti
Y_β	[-]	Součinitel sklonu zubu
Y_δ	[-]	Součinitel vrubové citlivosti
Y_ε	[-]	Součinitel délky dotyku

Z	[-]	Počet zubů
Z_B	[-]	Součinitel jednopárového záběru
$Z_{\text{drážkování}}$	[-]	Počet zubů drážkování
Z_E	[-]	Součinitel mechanických vlastností
Z_H	[-]	Součinitel tvaru spoluzabírajících zubů
Z_{i_ok}	[-]	Počet zubů ozubeného kola i-tého převodu
Z_{i_p}	[-]	Počet zubů pastorku i-tého převodu
Z_L	[-]	Součinitel maziva
Z_N	[-]	Součinitel životnosti
Z_R	[-]	Součinitel výchozí drsnosti zubů
Z_v	[-]	Náhradní počet zubů
Z_v	[-]	Součinitel obvodové rychlosti
Z_w	[-]	Rozměr přes zuby
Z_W	[-]	Součinitel párování materiálu
Z_X	[-]	Součinitel velikosti
Z_β	[-]	Součinitel sklonu zubu
Z_ϵ	[-]	Součinitel délky dotyku
α	[°]	Úhel profilu
α_a	[°]	Hlavový úhel profilu
α_s	[°]	Úhel stoupání vozovky
α_s'	[%]	Stoupání vozovky
α_t	[°]	Čelní úhel profilu
α_{tw}	[°]	Čelní provozní úhel záběru
α_w	[°]	Provozní úhel záběru
β	[°]	Úhel sklonu zubů
β_b	[°]	Základní úhel sklonu
β_{SP}	[-]	Koeficient bezpečnosti spojky
ϵ	[-]	Součinitel trvání záběru
ϵ_α	[-]	Součinitel záběru profilu
ϵ_β	[-]	Součinitel záběru kroku
η	[-]	Mechanická účinnost převodovky
η	[-]	Účinnost převodovky
ϑ	[-]	Součinitel vlivu rotačních hmot
μ	[-]	Poissonova konstanta
μ	[-]	Poissonova konstanta
μ_{asfalt}	[-]	Součinitel přilnavosti asfaltu
μ_{lamela}	[-]	Součinitel tření lamely
ρ_v	[kg/m ³]	Hustota vzduchu
σ_{Flim}	[MPa]	Mez únavy v ohybu

σ_{Hlim}	[MPa]	Mez únavy v dotyku
σ_{red}	[MPa]	Redukované napětí

SEZNAM PŘÍLOH

Příloha P1	Výpočet ozubených kol
Příloha P2	Výpočet hřídelí, ložisek, drážkování
Příloha P3	Základní výpočet spojek